

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ  
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»  
МІНІСТЕРСТВО ОСВІТИ І НАУКИ УКРАЇНИ

Кваліфікаційна наукова  
праця на правах рукопису

**Бехмард Голамреза**

УДК 536.248.2

**ДИСЕРТАЦІЯ**  
**ТЕПЛОПЕРЕДАЮЧІ ХАРАКТЕРИСТИКИ МІНІАТЮРНИХ**  
**ДВОФАЗНИХ ТЕРМОСИФОНІВ СТОСОВНО ОХОЛОДЖЕННЯ**  
**ЕЛЕМЕНТІВ РАДІОЕЛЕКТРОННОЇ АПАРАТУРИ**

05.14.06 – Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика

Подається на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук

Дисертація містить результати власних досліджень. Використання ідей, результатів і текстів інших авторів мають посилання на відповідне джерело

\_\_\_\_\_/Бехмард Г./

Науковий керівник Кравець Володимир Юрійович, д.т.н., с.н.с.

Київ – 2021

## АНОТАЦІЯ

*Бехмард Голамреза* Теплопередаючі характеристики мініатюрних двофазних термосифонів стосовно охолодження елементів радіоелектронної апаратури.

Дисертація на здобуття наукового ступеня кандидата технічних наук за спеціальністю 05.14.06 «Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика». – Національний технічний університет України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» МОН України, Київ, 2021.

Дисертаційна робота присвячена вивченню закономірностей теплопереносу та теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів з різними теплоносіями включаючи в себе нанорідини.

**У вступі** обґрунтовано актуальність роботи, вказана мета та основні задачі, об'єкт та предмет досліджень, наведені методи досліджень, представлена наукова новизна та практичне значення отриманих результатів, надана інформація щодо особистого внеску здобувача та апробацію результатів роботи, приведені основні публікації здобувача, описана структура та обсяг дисертаційної роботи.

Швидкі темпи розвитку радіоелектроніки, і особливо мікрорадіоелектроніки, поставило перед розроблювачами приладів і апаратури актуальну задачу створення надійних систем охолодження, спроможних забезпечити ефективний відвід теплоти за умови підвищення граничних теплових потоків, які відводяться від мініатюрних напівпровідникових приладів.

Зниження масогабаритних характеристик напівпровідникових приладів з одночасним збільшенням потужності розсіювання, що виділяється, створює умови теплонавантаженої роботи найбільш відповідальних елементів радіоелектронної апаратури (РЕА). Збільшення температури мікронапівпровідникових приладів призводить до зміни їх робочих

характеристик, що погіршує роботу приладів і може призвести до виходу з ладу елементів РЕА і всього пристрою в цілому. Тому збільшення потужності розсіювання таких напівпровідникових приладів потребує більш ефективних систем охолодження елементів РЕА.

Традиційні засоби охолодження (газове і рідинне омивання радіаторів і корпусів приладів) не у всіх випадках забезпечують надійний відвід теплоти від мікронапівпровідникових приладів.

Найбільше ефективними в даному випадку є охолодження з використанням у якості елементів тракту випарно-конденсаційні системи, що мають ефективну теплопровідність, яка на декілька порядків перевищує найбільш теплопровідні існуючі матеріали (мідь, срібло та інш.).

Застосування термосифонів у техніці дозволяє істотно поліпшити техніко-економічні параметри теплонавантаженої апаратури, вирішити на більш високому рівні виникаючі в результаті научно-технічного прогресу задачі по охолодженню елементів РЕА та устаткування в цілому.

Основними теплопередаючими характеристиками закритих двофазних випарно-конденсаційних систем (теплових труб і термосифонів) є максимальний тепловий потік і мінімальний термічний опір.

Відмінність мініатурних термосифонів від «умовно великих», визначається числом Бонда, яке враховує вплив малих розмірів на процеси пароутворення при кипінні.

**У першому розділі** представлений літературний огляд по загальним характеристикам закритих двофазних термосифонів, показано вплив різноманітних факторів на їх теплопередавальні характеристики, температурні режими, різних діаметрів, довжин і теплоносіїв. Представлені дані попередніх досліджень про особливість теплопередавальних характеристик термосифонів при використанні, в якості теплоносіїв нанорідин з різними наповнювачами, наприклад рідина на основі вуглецевих нанотрубок. У процесі передачі теплоти в мініатюрних двофазних термосифонах можливе існування трьох різних гідродинамічних режимів, які

сприяють появі пульсації температури поверхні в зонах теплообміну. Також представлені залежності за якими можна розрахувати інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву термосифонів. Розкрито вплив основних факторів на максимальні теплові потоки двофазних термосифонів. Одним з впливових факторів є використання в якості теплоносія нанорідин різного складу. Також показано вплив кутів нахилу і коефіцієнтів заповнення на теплопередавальні характеристики двофазних термосифонів.

**У другому розділі** описано конструкцію експериментального стенду та геометричні характеристики мініатюрних термосифонів. Наведені методики проведення досліджень та обробки експериментальних даних. Показана методика розрахунку похибок при проведенні експериментів. Зменшення внутрішнього діаметру термосифонів призводить до збільшення похибок при отриманні даних.

**У третьому розділі** розглянуто температурні режими мініатюрних термосифонів, і показано, що в результаті формування теплового прикордонного шару, в зоні нагріву виникають умови, коли при зменшенні внутрішнього діаметру рідина знаходиться в метастабільному стані. Це є слідком того, що товщина теплового прикордонного шару стає сумірною з розмірами внутрішнього простору в районі зони нагріву. Виникаючі парові бульбашки після відриву від поверхні теплообміну зростають у розмірі і досягають внутрішнього діаметру термосифону. В результаті чого спостерігаються періодичні викиди частини теплоносія в зону конденсації і зв'язані з цим пульсації температури в зонах теплообміну мініатюрних термосифонів. Показано, що при зростанні теплового потоку такі пульсації температури зменшуються, а потім зникають. Розкрито вплив коефіцієнта заповнення і вплив теплофізичних властивостей теплоносіїв. Збільшення кількості теплоносія при незмінній довжині зони нагріву призводить до зменшення максимальних теплових потоків і підвищення температурного рівня.

**У четвертому розділі** представлена фізична картина руху плівки конденсату та її товщина, що впливає на зменшення внутрішнього діаметра парового простору мініатюрного термосифона. Показано, що товщина плівки залежить від теплофізичних властивостей теплоносіїв. Причому, чим менше діаметр термосифона, тим більше парового простору зайнято плівкою конденсату. На основі аналізу розмірності отримано нові безрозмірні комплекси, що впливають на значення термічного опору та інтенсивності тепловіддачі в зонах теплообміну мініатюрного термосифона. Отримані залежності для розрахунку термічного опору і коефіцієнтів тепловіддачі в зоні нагріву мініатюрних термосифонів. Показано, що мінімальний термічний опір збільшується при зменшенні внутрішнього діаметру термосифона. Співставлення даних по термічному опору з існуючими залежностями показав велику розбіжність результатів. В результаті аналізу експериментальних даних були отримані залежності для розрахунку інтенсивності тепловіддачі в зонах нагріву і конденсації. Представлені дані по впливу діаметру парового простору, коефіцієнту зоповнення, кута нахилу і теплофізичних властивостей теплоносіїв на максимальний тепловий потік мініатюрних термосифонів. Показано значне підвищення максимального теплового потоку мініатюрних термосифонів при збільшенні внутрішнього діаметра. Також виявлено існування екстремума значень максимальних теплових потоків при кутах нахилу від  $30^\circ$  до  $75^\circ$ . Збільшення коефіцієнту заповнення призводить до зменшення максимального теплового потоку.

**У п'ятому розділі** представлені шляхи підвищення теплопередавальних можливостей мініатюрних термосифонів і представлені дані по теплопередавальним характеристикам мініатюрних термосифонів з теплоносіями, в якості яких використовуються нанорідини на основі води з домішками порошків вуглецевої нанотрубки і аморфного вуглецю. Така особливість впливає на теплопередавальні характеристики мініатюрних термосифонів в зоні конденсації і зоні нагріву. Показано, що максимальний тепловий потік мініатюрних термосифонів з нанорідинами вище ніж у

аналогічних термосифонів з водою у якості ординарної рідини. Також була додана методика розрахунку теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів, яка ґрунтується на використанні залежностей як цього дослідження так і відомих рівнянь. Вона полягала у визначенні мінімального перепаду температур між зонами нагріву і конденсації.

Матеріал дисертації розширює та поглиблює наукові знання про теплопередаючі характеристики мініатюрних двофазних термосифонів стосовно охолодження радіоелектронної апаратури.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського.

**Ключові слова:** мініатюрний термосифон, термічний опір, тепловий потік, інтенсивність теплообміну, теплоносій, нанорідина, пульсації температури, фізична модель.

## ANNOTATION

*Behmard Gholamreza* Heat transfer characteristics of miniature two-phase thermosyphons for cooling elements of electronic equipment

The dissertation for the degree of the candidate of technical sciences (PhD) on a specialty 05.14.06 “Technical thermal physics and industrial heat-power engineering”. – National Technical University of Ukraine “Igor Sikorsky Kyiv Polytechnic Institute” MES of Ukraine, Kyiv, 2021.

The dissertation work is devoted to the study of regularities of heat transfer and heat transfer characteristics of miniature thermosyphons with different heat carriers including nanofluids.

**The introduction** substantiates the relevance of the work, the purpose and main tasks, object and subject of research, research methods, scientific novelty and practical significance of the results, provides information on the personal

contribution of the applicant and approbation of the results, main publications of the applicant, describes the structure and the volume of dissertation work.

The rapid pace of development of radio electronics, and especially microradioelectronics, has posed an urgent task for developers of devices and equipment to create reliable cooling systems capable of providing efficient heat dissipation by increasing the maximum heat fluxes dissipated from miniature semiconductor devices.

Reducing the mass and size characteristics of semiconductor devices with a simultaneous increase in the power dissipation, creates the conditions for heat-operated operation of the most responsible elements of electronic equipment. Increasing the temperature of the semiconductor devices leads to a change in their performance, which impairs the operation of the devices and can lead to failure of the elements of electronic equipment and the device as a whole. Therefore, increasing the scattering power of such semiconductor devices requires more efficient cooling systems for electronic equipment.

Traditional cooling (gas and liquid cooling) do not always provide reliable heat dissipation from micro conductors.

The most effective in this case are cooling using as elements of the tract evaporation-condensation systems that have an effective thermal conductivity, which is several orders of magnitude higher than the most thermally conductive existing materials (copper, silver, etc.).

The use of thermosyphons in technology can significantly improve the technical and economic parameters of powerful equipment to solve at a higher level the problems arising from scientific and technological progress for cooling elements of electronic equipment and the device as a whole.

The main heat transfer characteristics of closed two-phase evaporation-condensation systems (heat pipes and thermosyphons) are the maximum heat flux and the minimum thermal resistance.

The difference between miniature thermosyphons and "conditionally large" is determined by the Bond number, which takes into account the influence of small size on the processes of vaporization during boiling.

**The first** section presents a literature review of the general characteristics of closed two-phase thermosyphons, shows the influence of various factors on their heat transfer characteristics, temperature regimes, different diameters, lengths and coolants. The data of previous researches on the peculiarity of heat transfer characteristics of thermosyphons when used as heat carriers of nanofluids with different fillers, for example, liquid based on carbon nanotubes, are presented. In the process of heat transfer in miniature two-phase thermosyphons, the existence of three different hydrodynamic modes is possible, which contribute to the appearance of surface temperature pulsations in the heat exchange zones. Also dependences on which it is possible to calculate heat transfer intensity in a zone of heating of thermosyphons are presented. The influence of the main factors on the maximum heat fluxes of two-phase thermosyphons is revealed. One of the influential factors is the use as a coolant of nanofluids of different composition. The influence of angles of inclination and filling coefficients on the heat transfer characteristics of two-phase thermosyphons is also shown.

**The second** section describes the design of the experimental stand and the geometric characteristics of miniature thermosyphons. Methods of research and processing of experimental data are given. The method of calculating errors during experiments is shown. Reducing the inner diameter of the thermosyphons leads to an increase in errors in obtaining data.

**In the third** section, the temperature regimes of miniature thermosyphons are considered, and it is shown that as a result of the formation of the thermal boundary layer, conditions arise in the heating zone when the liquid is in a metastable state when the inner diameter decreases. This is due to the fact that the thickness of the thermal boundary layer becomes commensurate with the size of the internal space in the area of the heating zone. The resulting steam bubbles after separation from the heat transfer surface increase in size and reach the inner



diameter of the thermosyphon. As a result, there are periodic emissions of part of the coolant into the condensation zone and the associated temperature ripples in the heat exchange zones of miniature thermosyphons. It is shown that with increasing heat flux, such temperature pulsations decrease and then disappear. The influence of the filling factor and the influence of thermophysical properties of heat carriers are revealed. Increasing the amount of coolant with a constant length of the heating zone leads to a decrease in maximum heat fluxes and an increase in temperature.

**The fourth** section presents the physical picture of the movement of the condensate film and its thickness, which affects the reduction of the inner diameter of the vapor space of the miniature thermosyphon. It is shown that the film thickness depends on the thermophysical properties of the heat carriers. Moreover, the smaller the diameter of the thermosyphon, the more steam space is occupied by the condensate film. Based on the analysis of dimensionality, new dimensionless complexes are obtained that affect the values of thermal resistance and heat transfer intensity in the heat exchange zones of a miniature thermosyphon. The dependences for the calculation of thermal resistance and heat transfer coefficients in the heating zone of miniature thermosyphons are obtained. It is shown that the minimum thermal resistance increases with decreasing inner diameter of the thermosyphon. Comparison of data on thermal resistance with existing dependences showed a large discrepancy between the results. As a result of the analysis of experimental data, the dependences for calculating the intensity of heat transfer in the zones of heating and condensation were obtained. Data on the influence of vapor space diameter, filling factor, angle of inclination and thermophysical properties of heat carriers on the maximum heat flux of miniature thermosyphons are presented. A significant increase in the maximum heat flux of miniature thermosyphons with increasing inner diameter is shown. The existence of an extremum of values of maximum heat fluxes at angles of inclination from 30 to 75 ° was also revealed. Increasing the filling factor reduces the maximum heat flux.

**The fifth** section presents ways to increase the heat transfer capabilities of miniature thermosyphons and presents data on the heat transfer characteristics of miniature thermosyphons with coolants, which use water-based nanofluids with impurities of carbon nanotube powders and amorphous carbon. This feature affects the heat transfer characteristics of miniature thermosyphons in the condensation zone and the heating zone. It is shown that the maximum heat flux of miniature thermosyphons with nanofluids is higher than that of similar thermosyphons with water as an ordinary liquid. A method for calculating the heat transfer characteristics of miniature thermosyphons was also added, which is based on the use of the dependences of both this study and the known equations. It consisted of determining the minimum temperature difference between the zones of heating and condensation.

The material of the dissertation expands and deepens the scientific knowledge about the heat transfer characteristics of miniature two-phase thermosyphons in relation to the cooling of electronic equipment.

Materials of the dissertation work are used in the educational process of the Department of Nuclear Power Plants and Engineering Thermophysics of the heat and power faculty of KPI named after Igor Sikorsky.

**Key words:** Miniature thermosyphon, thermal resistance, heat flow, heat exchange intensity, heat carrier, nanofluid, temperature pulsations, physical model.

**Публікації в яких представлені основні наукові результати дисертації:**

1. Кравец В.Ю., Письменный Е.Н., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза Влияние режимных факторов на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов: *Збірник наук. праць СХУЯЕ та П, Севастополь* 2010. – Випуск 4(36) – с. 41 – 49. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

2. Кравец В.Ю., Чернобай В.А., Никитенко А.А., Бехмард Голамреза Исследование температуры начала кипения в закрытом двухфазном

термосифоне: *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 2011. – Вып. 2/8(50), с.40 – 44. Фахове видання, включено до категорії «А» Переліку наукових фахових видань України та до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

3. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза Влияние определяющих факторов на температурный режим двухфазных термосифонов: *Збірник наук. праць СХУЯЕ та П, Севастополь* 2012. – Вип. 3(43) – с. 28 – 32. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

4. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза, Салий Я.Н Влияние коэффициента заполнения на интенсивность теплоотдачи в зоне испарения двухфазного термосифона: *Вісник НТУ «ХПИ», Збірник наукових праць*, №16(989), 2013. с. 171 – 176. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

5. Бондаренко Б.И., Морару В.Н., Кравец В. Ю., Бехмард Г. Влияние наножидкостей на теплопередающую способность миниатюрных термосифонов для охлаждения: *Письма в ЖТФ*, 2019, том 45, вып. 6. с. 54 – 58. Іноземне видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

6. Bondarenko B. I., Moraru V. N., Kravets V. Yu., Behmard G. The Effect of Nano fluids on the Heat-Transfer Capacity of Miniature Thermosyphons for Electronics Cooling: *Technical Physics Letters*, 2019, Vol. 45, No. 3, pp. 298 – 302. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз SCOPUS, Google Scholar, Index Copernicus та ін.

#### **Публікації які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:**

7. Кравец В.Ю., Письменный Е.Н., Бехмард Голамреза Влияние длины зоны конденсации на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов: *Сб. трудов XI Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии*, Одесса, 24 – 28 мая, 2010, с. 31.

8. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза Пульсации температуры в двухфазных термосифонах: *Сб. трудов XI Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии*, Одесса, 24 – 28 мая, 2010, с. 30.

9. Бехмард Голамреза, Кравец В.Ю., Коньшин В.И. Температурный режим двухфазного термосифона: *Тези доповідей VII Міжн. наук.-практ. конф. «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*, Київ, 21 – 25 квітня 2009 р. с. 57.

10. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза Влияние коэффициента заполнения двухфазного термосифона на его теплопередающую способность: *Сб. трудов XII Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии*, Одесса, 23 – 27 мая, 2011, с. 230.

11. Бехмард Голамреза, Кравец В.Ю. Исследование пульсаций температуры в двухфазном термосифоне: *Тези доповідей X Міжн. наук. – практ. конф. «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*, Київ, 17 – 20 квітня 2012 р. с. 54.

12. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза Влияние угла наклона на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов: *Сб. трудов XIII Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии*, Одесса, 4 – 8 июня, 2012, с.208.

13. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза Максимальные тепловые потоки миниатюрных термосифонов: *Сб. трудов XV Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии*, Одесса, 26 – 30 мая, 2014, с. 18 – 19.

14. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза Теплопередающие характеристики миниатюрных двухфазных термосифонов: *Сб. трудов XVII Межд. научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии*, Одесса, 23 – 27 мая, 2016, с. 166 – 167.

15. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Г. Гуров Д.И. Пульсации температуры в миниатюрных двухфазных термосифонах *Сб. тр. XX Межд. научно–практ. конф.: Совр. информационные и электронные технологии*, Одесса, 27 – 31 мая, 2019, с. 94 – 95.

16. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Г. Гуров Д.И. Влияние режимных параметров на термическое сопротивление миниатюрных термосифонов *Сб. тр. XXI Межд. научно–практ. конф.: Совр. информационные и электронные технологии*, Одесса, 25 – 29 мая, 2020, с. 79 – 80.

## ЗМІСТ

ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАНЬ І СКОРОЧЕНЬ .....	16
ВСТУП. ....	19
РОЗДІЛ 1. ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВОФАЗНИХ ТЕРМОСИФОНІВ. ....	25
1.1. Загальні характеристики закритих двофазних термосифонів. .	26
1.2. Температурні режими двофазних термосифонів .....	31
1.3. Інтенсивність тепловіддачі в зонах теплообміну двофазних термосифонів. ....	37
1.4. Максимальні теплові потоки в двофазних термосифонах. ...	41
1.5. Особливості передачі теплоти в термосифонах з нанорідинами. ....	44
1.6. Висновки по літературному огляду і постановка задачі дослідження. ....	50
РОЗДІЛ 2. ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ТА СХЕМИ ВИМІРЮВАНЬ. ....	52
2.1. Опис конструкції експериментальної установки .....	52
2.2. Опис схеми вимірювання .....	54
2.3. Методика проведення експерименту. ....	56
2.4. Оцінка похибок експериментів. ....	58
2.5. Висновки по розділу 2. ....	67
РОЗДІЛ 3. ТЕМПЕРАТУРНИЙ РЕЖИМ МІНІАТЮРНИХ ДВОФАЗНИХ ТЕРМОСИФОНІВ .....	68
3.1. Початок кипіння і пульсаційні явища в двофазних закритих термосифонах. ....	68
3.2. Температурні режими роботи мініатюрних термосифонів. .	79
3.3. Висновки по розділу 3. ....	89
РОЗДІЛ 4. ІНТЕНСИВНІСТЬ ТЕПЛОВІДДАЧІ В ЗОНАХ ТЕПЛООБМІНУ МІНІАТЮРНИХ ТЕРМОСИФОНІВ. ....	91

4.1. Термічний опір мініатюрних двофазних термосифонів. . . .	91
4.2. Вплив визначальних факторів на інтенсивність тепловіддачі в зоні випаровування мініатюрних двофазних термосифонів. . . . .	107
4.3. Вплив геометричних характеристик на максимальні теплові потоки мініатюрних термосифонів. . . . .	119
4.4. Висновки по розділу 4. . . . .	125
РОЗДІЛ 5. ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНОЇ СПРОМОЖНОСТІ МІНІАТЮРНИХ ТЕРМОСИФОНІВ. . . . .	126
5.1 Теплопередавальні характеристики мініатюрних термосифонів з нанорідиною в якості теплоносія. . . . .	126
5.2. Розробка інженерної методики розрахунку мініатюрних термосифонів для систем охолодження електронної апаратури. . . . .	132
5.2.1. Постановка задачі при розрахунку мініатюрних термосифонів. . . . .	134
5.2.2. Визначення перепадів температури і термічного опору. . . .	137
5.3 Висновки по розділу 5. . . . .	139
ВИСНОВКИ. . . . .	140
СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ. . . . .	142
ДОДАТОК А. . . . .	151
ДОДАТОК Б. . . . .	153

## ПЕРЕЛІК УМОВНИХ ПОЗНАЧЕНЬ, СИМВОЛІВ, ОДИНИЦЬ ВИМІРЮВАНЬ І СКОРОЧЕНЬ

- $A$  – абсолютне значення вимірюваної величини;  
 $A_t$  – максимальна амплітуда температурних пульсацій;  
 $a$  – коефіцієнт теплопроводності,  $\text{м}^2/\text{с}$ , швидкість звуку,  $\text{м}/\text{с}$ ;  
 $C_p$  – ізобарна теплоємність,  $\text{Дж}/\text{кг}\cdot\text{К}$ ;  
 $d$  – діаметр,  $\text{м}$ ;  
 $d_{\text{внеш}}$  – зовнішній діаметр,  $\text{м}$ ;  
 $d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметр,  $\text{м}$ ;  
 $d_o$  – діаметри парових бульбашок,  $\text{м}$ ;  
 $F$  – площа,  $\text{м}^2$ ;  
 $G$  – витрата охолоджуючої води,  $\text{кг}/\text{с}$ ;  
 $h_{\text{ж}}$  – відносна похибка визначення;  
 $K_z$  – коефіцієнт заповнення;  
 $L_{\text{зн}}$  – довжини: зони нагріву,  $\text{м}$ ;  
 $L_{\text{зт}}$  – зони транспорту,  $\text{м}$ ;  
 $L_{\text{зк}}$  – зони конденсації,  $\text{м}$ ;  
 $P$  – тиск,  $\text{Па}$ ;  
 $Q$  – тепловий потік,  $\text{Вт}$ ;  
 $Q_m$  – об'ємна щільність зрошення,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;  
 $q$  – густина теплового потоку,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  
 $Q_{\text{max}}$  – максимальний тепловий потік,  $\text{Вт}$ ;  
 $q_{\text{max}}$  – максимальна густина теплового потоку,  $\text{Вт}/\text{м}^2$ ;  
 $R$  – термічний опір,  $\text{К}/\text{Вт}$ ;  
 $r$  – теплота пароутворення,  $\text{Дж}/\text{кг}$ ;  
 $T$  – температура,  $\text{К}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $\Delta T$  – перепад температур,  $\text{К}$ ,  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $t_{\text{вх}}, t_{\text{вих}}$  – температури води на вході і виході  $^{\circ}\text{C}$ ;  
 $t_s$  – температурі насичення  $^{\circ}\text{C}$ ;



$V$  – об'єм,  $\text{м}^3$ ;

$V_p$  – об'єм теплоносія  $\text{м}^3$ ;

$V_{\text{зн}}$  – загальний об'єм зони нагріву термосифона  $\text{м}^3$ ;

$w$  – швидкість,  $\text{м/с}$ ;

$X_o$  – ціна поділки приладу;

$\alpha$  – коефіцієнт тепловіддачі  $\text{Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$ ;

$\delta$  – товщина,  $\text{м}$ ;

$\delta_T$  – товщина теплового пограничного шару,  $\text{м}$ ;

$\delta_r$  – товщина гідродинамічного пограничного шару,  $\text{м}$ ;

$\delta_p$  – товщина плівки конденсату,  $\text{м}$ ;

$\theta$  – крайовий кут змочування, град;

$\mu$  – динамічний коефіцієнт в'язкості,  $\text{Па} \cdot \text{с}$ ;

$\nu$  – кінематичний коефіцієнт в'язкості,  $\text{м}^2/\text{с}$ ;

$\lambda$  – коефіцієнт теплопроводності,  $\text{Вт}/(\text{м} \cdot \text{К})$ ;

$\rho$  – густина,  $\text{кг}/\text{м}^3$ ;

$\sigma$  – коефіцієнт поверхневого натягу,  $\text{Н}/\text{м}$ ;

$\varphi$  – кут нахилу,  $^\circ$ ;

$x/l_{\text{зн}}$  – безрозмірний параметр;

Індекси та скорочення:

атм – атмосферне;

вн – внутрішній;

р – рідина;

в – випарник

п – пар,;

пл – плівка;

ЗДТ – закриті двофазні термосифони;

ТТ – теплові труби;

$l_k = \sqrt{\sigma/g(\rho' - \rho'')}$  – капілярна стала,  $\text{м}$ ;

$Bo = d/l_k$  – число Бонда;

$Pr = \nu / a$  – число Прандтля;

$Nu = \frac{\alpha \cdot d}{\lambda}$  – число Нуссельта;

$Re = \frac{W \cdot d}{\nu}$  – число Рейнольдса;

$K_p = \frac{P \cdot \delta}{\sigma}$  – критерій тиску;

$Fr = \frac{W^2 \rho''}{g d_{\text{вн}} \rho'}$  – число Фруда

## ВСТУП

Швидкі темпи розвитку радіоелектроніки, і особливо мікрорадіоелектроніки, поставило перед розроблювачами приладів і апаратури актуальну задачу створення надійних систем охолодження, спроможних забезпечити ефективний відвід теплоти за умови підвищення граничних теплових потоків, які відводяться від мініатюрних напівпровідникових приладів.

Зниження масогабаритних характеристик напівпровідникових приладів з одночасним збільшенням потужності розсіювання, що виділяється, створює умови теплонавантаженої роботи найбільш відповідальних елементів радіоелектронної апаратури (РЕА). Збільшення температури мікронапівпровідникових приладів призводить до зміни їх робочих характеристик, що погіршує роботу приладів і може призвести до виходу з ладу елементів РЕА і всього пристрою в цілому. Тому збільшення потужності розсіювання таких напівпровідникових приладів потребує більш ефективних систем охолодження елементів РЕА.

Традиційні засоби охолодження (газове і рідинне омивання радіаторів і корпусів приладів) не у усіх випадках забезпечують надійний відвід теплоти від мікронапівпровідникових приладів.

Одним із можливих шляхів забезпечення заданих температурних режимів елементів РЕА є реалізація на поверхнях корпусів приладів бульбашкового кипіння рідин. Проте, навіть і в цих умовах не завжди є можливість домогтися задовільних результатів температурного режиму роботи приладів через великі значення термічних опорів між р-п переходом і корпусом приладу. Навіть якщо організувати бульбашкове кипіння безпосередньо на кристалі напівпровідникового приладу, тоді у цьому випадку витрати на створення таких пристроїв не завжди окупаються. Хоча зниження температури р-п переходу в цьому випадку і досить істотне, проте надійність таких пристроїв не дуже висока.

Найбільше ефективними в даному випадку є охолодження з використанням у якості елементів тракту випарно-конденсаційні системи, що мають ефективну теплопровідність, яка на декілька порядків перевищує найбільш теплопровідні існуючі матеріали (мідь, срібло та інш.).

Застосування термосифонів у техніці дозволяє істотно поліпшити техніко-економічні параметри теплонавантаженої апаратури, вирішити на більш високому рівні виникаючі в результаті науко-технічного прогресу задачі по охолодженню елементів РЕА та устаткування в цілому.

Підтримка температурного рівня мікросхем і кристалів напівпровідникових приладів у даний час можливо більш ефективними методами. Це може бути застосування мініатюрних термосифонів, які по своїх розмірах сумірні з геометричними характеристиками кристалів. Складання таких мініатюрних термосифонів з кремнієвою підложкою дозволяє істотно збільшити ефективну теплопровідність такої конструкції і тим самим суттєво знизити температурний рівень роботи мікросхеми у цілому.

### **Зв'язок роботи з науковими програмами, планами, темами.**

Тематика дисертаційної роботи відповідає пріоритетному напрямку розвитку науки і техніки «Енергетика і енергоефективність» (Про пріоритетні напрями розвитку науки і техніки: Закон України від № 2623-III 11.06.2001 р. зі змінами від 16.01.2016. і тісно пов'язана з дослідженням та розробкою високоефективних мініатюрних термосифонів для систем охолодження електронної техніки. Окремі розділи даної дисертації входили до складу науково-дослідницьких програм та тем, що проводяться на кафедрі АЕС і ІТФ КПІ ім. Ігоря Сікорського, «Розробка та дослідження перспективних мініатюрних енергозберігаючих пристроїв на основі випарно-конденсаційного циклу», шифр 2253-ф, номер держ. реєстрації 0109U000475; «Фізичні процеси теплообміну при мініатюризації випаровувально-конденсаційних систем термостабілізації», шифр 2514-ф, номер держ. реєстрації 0112U001656; «Процеси тепломасообміну і гідродинаміки у

мініатюрних двофазних теплопередаючих системах», шифр 2111-ф, номер держ. реєстрації 0118U003539.

**Мета роботи** дослідження теплопередаючих характеристик мініатюрних двофазних термосифонів з метою використання їх при проектуванні нових систем охолодження для сучасних електронних компонентів. Встановлення впливу визначальних чинників і отримання нових закономірностей процесів теплообміну в замкнутих малогабаритних випарно – конденсаційних системах.

**Об'єкт дослідження** фізичні явища і процеси теплопередачі в мініатюрних випарно – конденсаційних системах.

**Предмет дослідження** вплив різних чинників на інтенсивність тепловіддачі в мініатюрних двофазних термосифонах.

**Метод дослідження** експериментальне дослідження процесів теплообміну зі статистичною обробкою даних.

**Наукова новизна** отриманих результатів:

1. Вперше розглянута фізична картина стікання теплоносія із зони конденсації в зону нагріву при зміні внутрішнього діаметра парового простору мініатюрного термосифона.

2. Вперше показано збільшення теплових потоків, що відводяться мініатюрними термосифонами при використанні в якості теплоносіїв нанорідин на основі вуглецевих нанотрубок і аморфного вуглецю.

3. Проведені комплексні дослідження впливу геометричних і режимних параметрів на теплопередаючі характеристики мініатюрних двофазних термосифонів, результати яких дозволяють розробляти і створювати ефективні системи охолодження для різних радіоелектронних пристроїв.

4. Отримано нові експериментальні дані щодо впливу внутрішнього діаметра термосифонів, коефіцієнта заповнення і виду теплоносія на загальний термічний опір і інтенсивність тепловіддачі в зонах теплообміну при зміні теплового навантаження.

5. На підставі аналізу розмірностей отримані нові безрозмірні рівняння для термічного опору і коефіцієнтів тепловіддачі.

Матеріал дисертації розширює та поглиблює наукові знання про теплопередаючі характеристики мініатюрних двофазних термосифонів стосовно охолодження радіоелектронної апаратури.

### **Ступінь обґрунтованості наукових положень та висновків, сформульованих у дисертаційній роботі.**

Ступінь обґрунтованості наукових положень та висновків, сформульованих у дисертаційній роботі забезпечена використанням підтверджених експериментальних та розрахункових методів. Достовірність отриманих результатів підтверджується коректним застосуванням методів теорії подібності та порівнянням отриманих результатів з результатами відомих робіт, в тому числі і з експериментальними даними. Експериментальні дослідження, обробка та узагальнення отриманих результатів проводилась з використанням ЕОМ.

### **Практична цінність результатів роботи.**

Отримані наукові результати мають практичну цінність при застосуванні мініатюрних термосифонів в якості теплопередавальних пристроїв в системах охолодження елементів радіоелектронної апаратури. Еквівалентна теплопровідність таких пристроїв перевищує найбільш теплопровідні сучасні матеріали (мідь, срібло та інш.) на декілька порядків.

Матеріали дисертаційної роботи застосовуються в навчальному процесі при підготовці студентів теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського за спеціальністю 144 «Теплоенергетика» та магістрантів за спеціальністю «Теплофізика».

Результати роботи впроваджено в навчальний процес: в дисципліні „Основи наукових досліджень та планування експериментів”, „Теплогідравлічні процеси в енергетичних установках” введено нові лекційні та практичні заняття.

Користувачами результатів роботи можуть бути проектні організації і промислові підприємства, що розробляють нові системи охолодження для елементів радіоелектронної техніки.

**Особиста участь автора** в одержанні наукових та практичних результатів, що викладені в дисертаційній роботі.

Дисертаційна робота виконана на кафедрі атомних електричних станцій і інженерної теплофізики теплоенергетичного факультету КПІ ім. Ігоря Сікорського під керівництвом д.т.н., с.н.с. Кравця В.Ю.

Дисертаційна робота є результатом самостійних досліджень Бехмарда Голампрези.

Наукові результати, приведені у дисертаційній роботі, отримані особисто автором, у тому числі: результати експериментальних досліджень, узагальнені залежності для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в зонах теплообміну мініатюрних термосифонів, вплив геометричних та режимних факторів на теплопередавальні характеристики термосифонів, проведення експериментальних досліджень при застосуванні нанорідин у якості теплоносіїв в мініатюрних термосифонах, обробка експериментальних даних, аналіз отриманих результатів та розробка методики розрахунку теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів

#### **Апробація результатів дисертації.**

Основні результати дисертаційної роботи та її основні положення докладалися і обговорювалися на таких конференціях: на VII Міжн. наук. – практ. конф. «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 21 – 25 квітня 2009 р.; XI Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 24 – 28 мая, 2010; XII Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 23 – 27 мая, 2011; X Міжн. наук. – практ. конф. «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 17 – 20 квітня 2012 р.; X Міжн. наук. – практ. конф. «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 17 – 20 квітня

2012 р.; XIII Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 4 – 8 июня, 2012; XV Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 26 – 30 мая, 2014; XVII Межд. научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии, Одесса, 23 – 27 мая, 2016; XX Межд. научно-практ. конф.: Совр. информационные и электронные технологии, Одесса, 27 – 31 мая, 2019; XXI Межд. научно-практ. конф.: Совр. информационные и электронные технологии, Одесса, 25 – 29 мая, 2020.

### **Публікації за темою дисертації**

Згідно з темою дисертації, за результатами досліджень опубліковано 16 наукових праць, у тому числі 6 статті у наукових фахових виданнях (з них 2 статті у виданнях іноземних держав (1 в Scopus), 1 стаття у виданні, включеному до категорії «А» Переліку наукових фахових видань України; 3 статті у наукових фахових виданнях України, які включені до міжнародних наукометричних баз), 10 тез доповідей та матеріалів конференцій.

### **Обсяг і структура дисертації**

Дисертація складається зі вступу, 5-ти основних розділів, висновків, списку використаних джерел, який включає 91 наукову роботу та додатка. Повний обсяг роботи становить 156 сторінок та включає 15 таблиць, 80 рисунків.



## РОЗДІЛ 1

### ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНІ ХАРАКТЕРИСТИКИ ДВОФАЗНИХ ТЕРМОСИФОНІВ

Постійна мініатюризація радіоелектронної апаратури при збільшенні її функціональних можливостей значно підвищує енергоспоживання елементами приладів. Це в свою чергу призводить до зростання питомих теплових потоків, що підвищує температуру як окремих електронних елементів так і всього пристрою в цілому. Таке зростання теплових потужностей потребує ефективних малогабаритних систем підтримки безпечних температурних режимів роботи електронної техніки та її надійного функціонування..

Зростання кількості напівпровідникових елементів в сучасних мікросхемах (згідно закону Гордона Мура [1] воно кожні два роки подвоюється) та масове впровадження таких приладів у всіх галузях техніки ставить актуальним завдання забезпечення їх надійного функціонування. В деяких випадках густини теплових потоків на окремих елементах можуть досягати  $1 \cdot 10^6$  Вт/м<sup>2</sup> [2-4], що призводить до значного підвищення температурного рівня, який може перевищувати допустимий для конкретного напівпровідникового прилада. Сучасні системи охолодження не дозволяють відводити такі великі питомі навантаження від мініатюрних напівпровідникових пристроїв [5-8]. Такий характер розвитку електронної техніки потребує створення ефективних мініатюрних систем охолодження.

В даний час одним з ефективних способів відведення значних теплових навантажень є процес бульбашкового кипіння, в якому відведення теплоти здійснюється за рахунок прихованої теплоти пароутворення в процесі росту парових бульбашок на поверхні нагрівання [9]. Це призвело до створення мініатюрних випарно-конденсаційних систем (мініатюрних теплових труб, мініатюрних термосифонів і пульсаційних теплових труб), які використовують процеси кипіння і конденсації та можуть передавати

теплоту в умовах обмеженого простору [10-13]. Мініатюризація призводить до ускладнення внутрішніх процесів теплопередачі, як в зоні випаровування, так і в зоні конденсації, що зменшує теплопередавальну здатність таких систем. Зараз постійно відбувається пошук методів підвищення теплопередавальних характеристик систем охолодження, які при малих габаритах були б здатні відводити значні теплові потоки при одночасному мінімальному термічному опорі. Обмеження габаритів таких систем впливає на процес теплообміну завдяки втручання капілярних сил, інерції і гравітації. На даний час вплив різних факторів на процеси пароутворення і конденсації в умовах обмеженого простору ще недостатньо вивчені. Це пов'язано з тим, що на процеси передачі теплової енергії суттєво впливають геометричні чинники. Поки ще відсутні критерії, за допомогою яких можна було б визначити, коли вплив обмеженого простору починає позначатися на внутрішніх процесах теплопередачі в таких замкнених мініатюрних випаровувально-конденсаційних системах. Дослідження різних авторів не дають ясної картини про вплив того чи іншого фактора на теплопередавальні характеристики мініатюрних систем охолодження.

### 1.1 Загальні характеристики закритих двофазних термосифонів

Закриті двофазні термосифони (ЗДТ) використовуються для передачі теплоти в багатьох пристроях. Вони є різновидом теплових труб, в яких відсутня капілярна структура [10,11]. Особливістю роботи ЗДТ є те, що сконденсований теплоносій із зони конденсації повертається в зону нагрівання під дією сили тяжіння, тому передача теплоти ЗДТ може здійснюватися тільки в умовах гравітації [12]. ЗДТ можна використовувати в набагато більш широких теплових і температурних діапазонах, ніж фітільні ТТ, так як вони не мають великого опору потоку. Конденсат в ЗДТ повертається до зони нагріву під дією сили тяжіння, а не під дією капілярних сил, як в ТТ [12]. Проте, ЗДТ мають серйозні обмеження за максимальними

тепловим потокам, які пов'язані з обмеженнями: по в'язкості, по звуку, по осушенню, з гідродинаміки і по віднесенню теплоносія [11-15]. ЗДТ використовуються в хімічній і нафтовій промисловості [16], електроніці [17,18], телекомунікаційних пристроях [19], системах зберігання енергії [20], залізничних транспортних системах [21], в потужних термоелектричних генераторах [22], в сезонному зниженні навантаження при охолодженні будівель [23], охолодження підшипників [24] і різних нагрівальних системах [25]. ЗДТ можуть бути також використані в сонячних колекторах [26] або фотоелектричних системах [27].

Принцип передачі теплоти в мініатюрних термосіфонах не відрізняється від усіх інших. Відмінності існують тільки в тому, що випарювально – конденсаційний цикл відбувається при переважному впливі капілярних сил. Процес теплопередачі як у мініатюрних, так і в звичайних термосіфонах є складним і істотно залежить від багатьох факторів. До числа таких відносяться: тип робочої рідини, кількість рідини, геометричні характеристики термосифона, відношення довжини нагрівача до довжини конденсатора, тепловий потік і робочий тиск (або відповідна температура насичення). В основному межі теплопередачі відбуваються в результаті режимів кипіння і виникнення плівки пари у випарнику. Теплопередавальні характеристики двофазного термосифона визначаються внутрішніми процесами: кипіння (випаровування) теплоносія, руху пари до зони конденсації, конденсація пари теплоносія, повернення конденсату до зони випаровування, а також процес взаємодії зустрічних потоків пари і рідини [10,28].

Однією з важливих характеристик двофазного течії є його структура. На сьогоднішній день відомо досить велика кількість методів визначення режимів двофазної течії. До їх числа можна віднести: візуальні спостереження, швидкісну кінозйомку і відео зйомку, визначення режиму руху по зміні величини градієнта тиску, визначення виду режиму течії по

пульсаціям тиску на стінці або вимірюванням електричного опору середовища та ін.

У традиційних конструкціях термосифонів двофазна структура теплоносія має дві основні області: область нероздільної течії з дискретною паровою фазою і нестабільною поверхнею розділу, так звана область динамічного двофазного шару, і область роздільної течії фаз зі стабільною поверхнею розділу.

У різних публікаціях вказується про існування різних режимів течії двофазного середовища: бульбашкового, пробкового, снарядного, стрижневого, емульсійного, кільцевого, дисперсне – кільцевого і ін. [28,30]. Однак в більшості робіт авторами виділяється певна кількість основних режимів, а решту розглядають як перехідні між ними. Слід додати, що в середині кожного виду режиму течії можливі поділи на ламінарні і турбулентні режими течії кожної з фаз.

При зменшенні внутрішнього діаметра термосифона розглядають два основних режими руху парорідинної суміші [10]. Це снарядний режим і емульсійний. Число Бонда  $Bo$  визначає границю між ними [10,30]:

$$Bo = C \cdot K_p^n, \quad (1.1)$$

де: при  $K_p \leq 4 \cdot 10^4$ ;  $C = 5,65 \cdot 10^2$ ,  $n = -0,33$ ; при  $K_p \geq 4 \cdot 10^4$ ;  $C = 18,4$ ,  $n = 0$ .

Залежність (1.1) наведена для води на рис. 1.1 де показано, що зменшення тиску після  $K_p = 4 \cdot 10^4$  діапазон снарядного режиму течії повинен спостерігатися для термосифонів з внутрішнім діаметром приблизно від 20мм (тиск  $\approx 1 \cdot 10^5$  Па) до 40мм (тиск  $\approx 0,01 \cdot 10^5$  Па).

У випадку, коли рідинна і парова фази зустрічно рухаються, можливе існування трьох різних гідродинамічних режимів:

- 1) зустрічні потоки пари та рідини не взаємодіють між собою;

2) перша стадія так званого режиму захлинання, коли хвильова частина конденсату захоплюється парою і переміщується за її рухом;

3) друга стадія характерна періодичним викиданням частини рідини у вигляді пробки у зону конденсації.



Рис. 1.1. Залежність числа Бонда  $Bo$  від критерію тиску  $K_p$  при перебігу фаз в двофазних термосифонах (лінія по залежності 1.1)

Друга стадія часто приводить до перекриття парової фази до поверхні конденсації термосифона і в подальшому сприяє настанню кризи теплопереносу.

Теплопередавальні характеристики термосифону залежать від кількості заповнення рідиною зони нагріву. При цьому існують два основних механізми теплопереносу: режим випаровування плівки конденсату (при малої кількості рідини) і режим руху двофазної суміші або барботажу (при великої кількості рідини).

Режим випаровування плівки конденсату, коли в зоні нагріву термосифона відбувається кипіння стікаючої плівки, характерний для малих ступенів заправки термосифона (менше 5% від об'єму зони випаровування). В роботі [10] цей режим приводиться як найбільш інтенсивний. Режим барботажу спостерігається для великих обсягів заправки термосифона (50 –

100% від об'єму зони випаровування) [10]. При такому режимі теплопередачі парові бульбашки рухаються в стовпі рідини і коефіцієнти тепловіддачі зменшуються у порівнянні з першим режимом. Режим випаровування плівки конденсату в реальних умовах приводить до ранньої кризи теплообміну і малих теплопередавальних характеристик термосифона.

При передачі теплоти термосифоном необхідно знати інтенсивність тепловіддачі як в зоні нагріву, так і в зоні конденсації. Оскільки в зоні нагріву процеси тепловіддачі зв'язані з наявністю бульбашкового кипіння то деякі автори ототожнюють це з кипінням у великому об'ємі [31]. При цьому стверджують, що інтенсивність тепловіддачі у цій зоні можна розраховувати по відомим залежностям для великого об'єму, особливо при торцевому підводі теплоти. Однак автори робіт [30,32,33] стверджують, що абсолютні значення коефіцієнтів тепловіддачі у зоні нагріву термосифонів вище, ніж у великому об'ємі. Основний вклад в це надає турбулізація рідини паровими бульбашками. У роботах [10,30] так само вказується на збільшення коефіцієнтів тепловіддачі в порівнянні з кипінням у великому об'ємі.

При зменшенні внутрішнього діаметра термосифона процес евакуації парової фази з зони нагріву ускладнюється, що призводить до зниження інтенсивності теплообміну. З іншого боку, є дані [34,35], що у вузьких щільних каналах спостерігається підвищення інтенсивності теплообміну при кипінні. У той же час, за даними [34] кипіння в капілярних каналах діаметром до  $5 \cdot 10^{-3}$  м має природний характер пульсації. Парова бульбашка, що утворилась на поверхні випаровування, зростає в об'ємі і, приймаючи розмір поперечного перерізу каналу, виштовхує рідинну пробку. На підставі цього можна вважати, що робота капілярного термосифона супроводжується снарядним режимом течії двофазного середовища.

Таким чином, зниження розмірів парового простору змінює характер режиму течії паро-рідинного суміші всередині термосифона. Теплопередавальні характеристики у зонах теплообміну при мініатюризації

термосифонів також змінюються і не зовсім зрозуміло, як це все впливає на процеси випаровування і конденсації.

## 1.2 Температурні режими двофазних термосифонів

В роботі [36] було проведено дослідження мідного двофазного термосифона з наступними характеристиками: внутрішній діаметр  $d_{вн} = 17,5 \cdot 10^{-3}$  м, зовнішній діаметр  $d_{внеш} = 19 \cdot 10^{-3}$  м, довжини: зони нагріву  $L_{зн} = 0,4$  м, зони транспорту  $L_{зм} = 0,2$  м, зони конденсації  $L_{зк} = 0,4$  м, термосифона  $L_{мс} = 1$  м. Дослідження проводилися при зміні теплового потоку від 350 Вт до 700 Вт. Коефіцієнт заповнення  $K_z$  змінювався у діапазоні від 30 до 80%, а в якості теплоносія використовувалась дистильована вода. Моделювання процесів всередині термосифонів показало гарне узгодження з даними експерименту. Характерний розподіл температури в теплообмінних зонах термосифона діаметром  $17,5 \cdot 10^{-3}$  м показано на рис. 1.2.

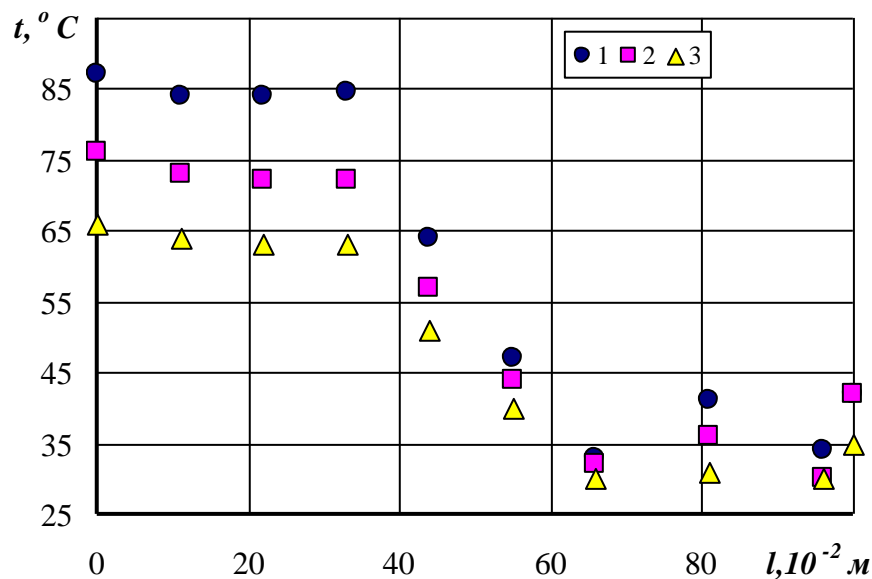


Рис. 1.2. Розподіл температури по довжині термосифона [36]:

1 –  $Q = 700$  Вт; 2 –  $Q = 500$  Вт; 3 –  $Q = 350$  Вт

В роботі [37] було проведено дослідження мідного двофазного термосифона з наступними характеристиками: внутрішній діаметр  $d_{вн} = 19 \cdot 10^{-3}$  м, довжини: зони нагріву  $L_{зн} = 0,1$  м, зони транспорту  $L_{зм} = 0,06$  м,

зони конденсації  $L_{зк} = 0,14$  м, термосифона  $L_{мс} = 0,3$  м. В якості теплоносія використовувалася вода з додаванням невеликої частки (0,05% від всього об'єму теплоносія) нанопорошка  $\text{TiSiO}_4$ . В порівнянні з чистою водою термічний опір знижувався приблизно у два рази.

Дані по розподілу температури уздовж термосифона показані на рис.1.3. Як видно, зі збільшенням теплового потоку температура в зоні нагріву зростає швидше, ніж в зоні конденсації. Це свідчить про те, що інтенсивність тепловіддачі в зоні конденсації трохи вище, ніж в зоні нагріву.

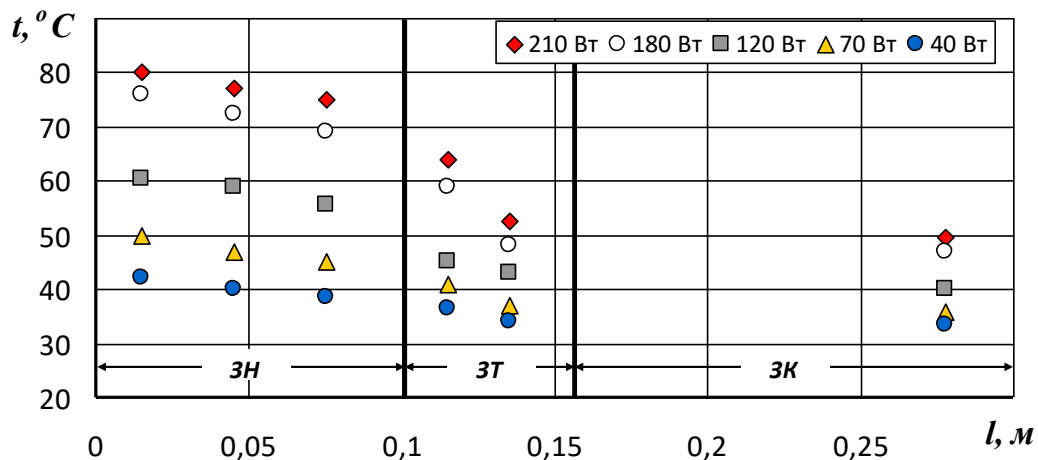


Рис. 1.3. Розподіл температури уздовж термосифона [37]

За результатами дослідження [38] можна відзначити, що коефіцієнт заповнення і кут нахилу практично не впливають на теплопередаючі характеристики термосифона. Тут досліджувалися процеси передачі теплоти у мідному двофазному термосифоні з наступними характеристиками: внутрішній діаметр  $d_{\text{вн}} = 32 \cdot 10^{-3}$  м, загальна довжина термосифона  $L_{мс} = 0,84$  м, коефіцієнт заповнення  $K_z$  від 0.25 до 1,0. Випробування проводилися при зміні теплового потоку  $Q = 304 - 830$  Вт та кута нахилу  $\varphi = 30^\circ - 90^\circ$ , а в якості теплоносія використовувалась дистильована вода. Дослідження показали, що зміна коефіцієнта заповнення і кута нахилу практично не впливає на теплопередавальні характеристики термосифона.

У роботі [39] було проведено дослідження термічного опору мідного двофазного термосифона з наступними характеристиками: внутрішній



діаметр  $d_{\text{вн}} = 6 \cdot 10^{-3}$  м, довжини: зони нагріву  $L_{\text{зн}} = 40 \cdot 10^{-3}$  м, зони транспорту  $L_{\text{зм}} = 0,1$  м, зони конденсації  $L_{\text{зк}} = 60 \cdot 10^{-3}$  м, термосифона  $L_{\text{мс}} = 0,2$  м. Випробування проводилися при зміні теплового потоку  $Q = 30 - 40$  Вт, коефіцієнт заповнення  $K_z$  від 30 до 100%, а в якості теплоносія використовувалась дистильована вода та фторорганічні діелектричні рідини (FC-84, FC-77 и FC-3283). У роботі вказується, що діелектричні рідини мають низький термічний опір  $R$  при малому тепловому потоці в порівнянні з водою. При збільшенні теплового потоку термічний опір  $R$  термосифона з водою набагато нижче, ніж у рідин FC-84 и FC-77.

Дослідження двофазного термосифона в [40] показало, що в зоні нагріву відзначаються низькі коефіцієнти тепловіддачі. Були представлені дані про перехідний режим роботи термосифона і розроблена математична модель такого режиму. Відзначаються пульсації температури в зоні нагріву при перехідних режимах. Збільшення температури охолодження зменшує загальний термічний опір. Зміна довжини випарника призводило до зниження термічного опору.

В роботі [41] було проведено дослідження двофазного термосифона, виконаного з нержавіючої сталі з наступними характеристиками: внутрішній діаметр  $d_{\text{вн}} = 16,5 \cdot 10^{-3}$  м, довжини: зони нагріву  $L_{\text{зн}} = 0,1$  м, зони транспорту  $L_{\text{зм}} = 0,1$  м, зони конденсації  $L_{\text{зк}} = 0,15$  м, термосифона  $L_{\text{мс}} = 0,35$  м.

В цьому дослідженні розглядається ефективність тонкого пористого покриття на внутрішній стороні зони нагріву термосифона. Це анодне окислення робить внутрішню поверхню зони нагріву як би більш гідрофільної природи, і створює велику кількість дрібних пор, які діють як центри пароутворення, що сприяє інтенсивному кипінню і збільшенню теплопередачі. завдяки такій модифікації поверхні, спостерігається зниження температури стінки випарника і підвищення коефіцієнта теплопередачі. Тут встановлено, що коефіцієнт теплопередачі у випарнику підвищується до 28%, 32% і 22% для анодованого покриття в горизонтальному, похилому і вертикальному положенні, відповідно. Завдяки

цьому вдосконаленню загальний тепловий опір термосифона знижується на 17%, 20% і 23% при горизонтальному, похилому і вертикальному положеннях відповідно. На рис.1.4 представлена поєднана картина розподілу температури по довжині термосифонів в відносних координатах  $x/l_{\text{зН}}$  для води в якості теплоносія. З малюнка видно, що на температурний режим роботи термосифонів впливають багато чинників. Це, перш за все геометричні характеристики, а також і режимні (тепловий потік і умови охолодження зони конденсації).

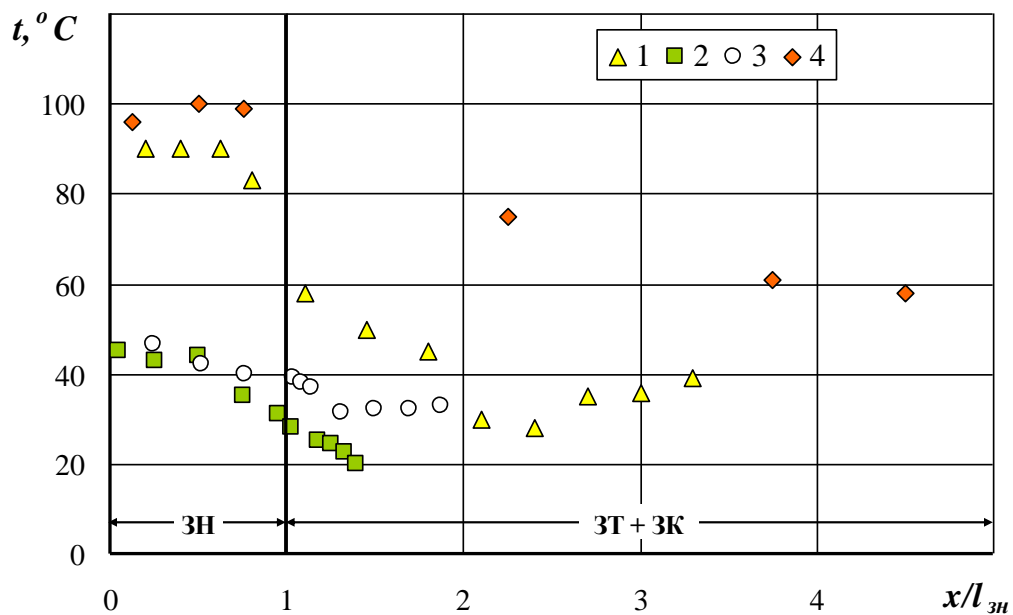


Рис. 1.4. Залежність температури в зонах теплообміну термосифонів від безрозмірного параметра  $x/l_{\text{зН}}$ : 1 –  $l_{\text{зН}} = 0,1$  м,  $d_{\text{вн}} = 16,5 \cdot 10^{-3}$  м,  $q_{\text{зН}} = 19,2 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup> [41]; 2 –  $l_{\text{зН}} = 1$  м,  $d_{\text{вн}} = 13,6 \cdot 10^{-3}$  м,  $q_{\text{зН}} = 0,4 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup> [40]; 3 –  $l_{\text{зН}} = 0,4$  м,  $d_{\text{вн}} = 32 \cdot 10^{-3}$  м,  $q_{\text{зН}} = 7,5 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup> [38]; 4 –  $l_{\text{зН}} = 0,04$  м,  $d_{\text{вн}} = 6 \cdot 10^{-3}$  м,  $q_{\text{зН}} = 160 \cdot 10^3$  Вт/м<sup>2</sup> [39]

В [42] показана можливість використання ртуті в якості теплоносія для двофазних термосифонів, виконаних з нержавіючої сталі. Було виготовлено два термосифона з  $d_{\text{вн}} = 21 \cdot 10^{-3}$  м з приблизно однаковими зонами теплообміну. Відмінність була в кількості теплоносія ( $K_3 = 4\%$  и  $K_3 = 45\%$ ). Ці термосифони використовувалися для середньо температурного діапазону

300°C до 500°C. Було показано, що у термосифона з коефіцієнтом заповнення 45% термічний опір нижче, ніж у термосифона з коефіцієнтом заповнення 4%.

В роботі [43] був досліджений мідний двофазний термосифон з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}} = 16 \cdot 10^{-3}$  м, довжиною  $L_{\text{мс}} = 0,35$  м. В якості теплоносія була використана дистильована вода і нано рідина  $Al_2O_3$ . Випробування проводилися при зміні теплового потоку  $Q$  від 50 до 250 Вт. Відзначається збільшення максимального теплового потоку  $Q_{\text{max}}$  при додаванні  $Al_2O_3$ . Також знижується термічний опір при вертикальному (на 23%) похилому (на 26%) і горизонтальному (на 14%) положеннях в порівнянні з чистою водою.

Дослідження впливу коефіцієнта заповнення на теплопередавальні характеристики термосифонів проведено в [44]. Було представлено три термосифона з різними внутрішніми діаметрами ( $12,7 \cdot 10^{-3}$  м,  $19,1 \cdot 10^{-3}$  м,  $25,4 \cdot 10^{-3}$  м) і однаковою довжиною ( $\sim 0,28$  м). Випробування проводилися при зміні щільності теплового потоку  $q_{\text{зн}}$  от 5 до 405 кВт/м<sup>2</sup>, коефіцієнта заповнення  $K_z$  от 25 до 100% і кута нахилу  $\varphi$  от 23 до 90°. Було відзначено, що найкращі показники для роботи термосифона спостерігалися при коефіцієнті заповнення 100% і куті нахилу 90°.

На рис. 1.5 показано порівняння температурних характеристик термосифонів з різними геометричними характеристиками для води в якості теплоносія. Як видно, розкид експериментальних даних свідчить про різний вплив, як внутрішнього діаметра термосифона, так і довжин зон теплообміну. При цьому вплив на перепад температур між зонами нагріву і конденсації має і загальна довжина термосифона. Розглядаючи графік не можна однозначно відповісти про вплив того чи іншого чинника на теплопередавальні характеристики двофазних термосифонів. Ще однією особливістю роботи термосифонів є періодичні пульсації температури на початку їх функціонування [29,45,46,47].

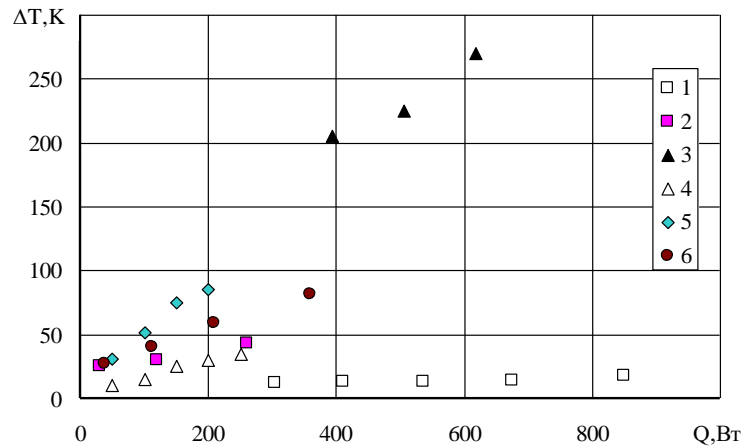


Рис. 1.5. Залежність перепаду температур  $\Delta T$  між зонами нагріву і конденсації ЗДТ від теплового потоку  $Q$ : 1 –  $l_{TC} = 0,84$  м,  $l_{ZH} = 0,405$  м,  $d_{BH} = 32 \cdot 10^{-3}$  м [37]; 2 –  $l_{TC} = 0,2$  м,  $l_{ZH} = 0,04$ ,  $d_{BH} = 6 \cdot 10^{-3}$  м [39]; 3 –  $l_{TC} = 0,874$  м,  $l_{ZH} = 0,2$  м,  $d_{BH} = 21 \cdot 10^{-3}$  м [42]; 4 –  $l_{TC} = 0,35$  м,  $l_{ZH} = 0,1$  м,  $d_{BH} = 16 \cdot 10^{-3}$  [43]; 5 –  $l_{TC} = 0,35$  м,  $l_{ZH} = 0,1$  м,  $d_{BH} = 16,5 \cdot 10^{-3}$  м [41]; 6 –  $l_{TC} = 0,28$  м,  $l_{ZH} = 0,127$  м,  $d_{BH} = 19,1 \cdot 10^{-3}$  м [44]

Причому самі великі пульсації температури спостерігаються в зоні випаровування – більше  $10^\circ\text{C}$ . Ці дані також були отримані на термосифонах великих розмірів (рис. 1.6).

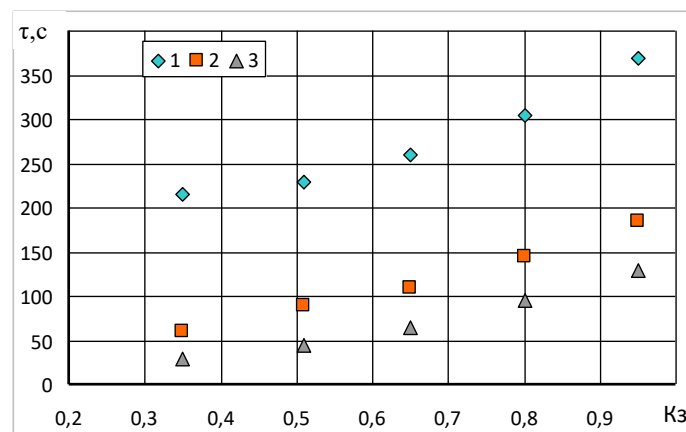


Рис.1.6. Залежність періоду пульсацій від коефіцієнта заповнення термосифона ( $d_{BH} = 15 \cdot 10^{-3}$  м,  $l_{ZH} = 0,43$  м, теплоносій – метанол) [48]:

1 –  $Q = 100\text{Вт}$ ; 2 –  $Q = 150\text{Вт}$ ; 3 –  $Q = 200\text{Вт}$

В роботі [48] показано, що на період пульсацій впливає коефіцієнт заповнення і значення теплового потоку. Зі збільшенням коефіцієнтів

заповнення період пульсацій також зростає, проте підвищення теплового потоку призводить до зниження періоду пульсацій. Вплив цих факторів на величину амплітуди пульсацій температури в даних дослідженнях не розглядається. Прогнозувати, які будуть амплітуди пульсацій температури при кипінні в зоні нагріву мініатюрних термосифонів, дуже важко.

### 1.3 Інтенсивність тепловіддачі в зонах теплообміну двофазних термосифонів

Дані по кипінню у великому об'ємі вказують на те, що зі зростанням тиску інтенсивність теплообміну в області розвиненого бульбашкового кипіння постійно збільшується [49,50]. У термосифонах збільшення тиску також призводить до зростання інтенсивності теплообміну. Так збільшення тиску при розвиненому бульбашковому кипінні в 1,5 рази призводить до інтенсифікації теплообміну на 20–25% [10]. При кипінні теплоносія в термосифоні, вплив тиску на коефіцієнт тепловіддачі апроксимується залежністю  $\alpha \sim P^{0,22}$ .

В роботі [51] було проведено дослідження двох термосифонів, виконаних з міді, з наступними характеристиками: внутрішній діаметр  $d_{\text{вн}} = (15 \text{ и } 25)10^{-3}$  м, довжина зони нагріву  $L_{\text{зн}} = 0,43$  м, довжина зони транспорту  $L_{\text{зм}} = 0,16$  м, довжина зони конденсації  $L_{\text{зк}} = 0,41$  м, довжина термосифона  $L_{\text{тс}} = 1$  м. В якості теплоносія використовувався етанол. Відмічається гарна згода між аналітичними і експериментальними результатами попередніх робіт. Представлені дані показують збільшення коефіцієнта тепловіддачі при конденсації і випаровуванні в міру збільшення  $K_3$ . Максимум коефіцієнта тепловіддачі в конденсаторі спостерігається при кутах нахилу близько  $40^\circ < \varphi < 50^\circ$ . Також відзначається зростання критичного теплового потоку у міру збільшення  $K_3$ .

Дослідження мідного двофазного термосифона в [52] показало, що властивості теплоносія істотно впливають на їх теплопередаючі характеристики. Додавання в дистильовану воду н - бутанола призводило до

збільшення переданих теплових потоків в порівнянні з чистою водою. Геометричні характеристики були приблизно однаковими з роботою [51] за винятком внутрішнього діаметра, який становив  $d_{вн}=17 \cdot 10^{-3}$  м.

У табл. 1.1 наведені деякі залежності для розрахунку інтенсивності тепловіддачі в зоні нагріву двофазних термосифонів.

Таблиця 1.1.

№ п/п	Джерело	Формула	Діапазон застосування, рідина
(1.2)	[53]	$\alpha_{зн} = 0.32 \frac{\rho'^{0.65} \lambda^{0.3} C_p^{0.7} g^{0.2} q^{0.4}}{\rho''^{0.25} r^{0.4} \mu'^{0.1}} \left( \frac{P_s}{P_{атм}} \right)^{0.3}$	$Kз=(10-100)\%$ ; Вода, метанол, Фреон Ф-113.
(1.3)	[54]	$\alpha_{зн} = 0.32 \frac{\rho'^{0.65} \lambda^{0.3} C_p^{0.7} g^{0.2}}{\rho''^{0.25} r^{0.4} \mu'^{0.1}} \left( \frac{P_s}{P_{атм}} \right)^{0.23} \left( \frac{q}{\pi d_{пп} l_{зн}} \right)^{0.4}$	$Kз=(50-100)\%$ ; Вода, етанол, Фреон Ф-113.
(1.4)	[55]	$Nu = 0.0123 Re^{0.5} Pr^{0.35} Kp^{0.54} \left( \frac{d_{пп}}{l_k} \right)^{0.17}$ Визначаючий розмір- $l_k$	$Kз=(20-50)\%$ ; Вода, етанол, ацетон, Фреон Ф-11, Ф-113, Ф-142
(1.5)	[56]	$Nu = 3050 Re^{-0.33} Pr^{-0.9} \left( \frac{l_{зн}}{d_{пп}} \right)^{0.75}$ Режим випаровування плівки. Визначаючий розмір - $l_{зн}$	$Kз=(5-27)\%$ ; Вода, етанол, ацетон, Фреон Ф-11, Ф-113, Ф-142
(1.6)	[56]	$Nu = 0.096 Pe^{0.7} Pr^{-1} Kp^{0.6}$ Режим кипіння плівки Визначаючий розмір - $l_k$	$Kз=(5-27)\%$ ; Вода, етанол, ацетон, Фреон Ф-11, Ф-113, Ф-142

Проведені розрахунки по залежностям, наведеним в табл.1.1, для води показали, що дані можуть відрізнятися між собою до 40%. В основному це є слідством як особливостей геометричних характеристик термосифонів (вплив внутрішнього діаметру, довжин зон нагріву і конденсації та кількості теплоносія), так і пов'язаним з цим режимами теплообміну при передачі теплоти.

На рис.1.7 показані криві інтенсивності тепловіддачі в зоні нагріву термосифонів від густини теплового потоку, розраховані по залежностям, наведеним в табл.1.1 В якості теплоносія використовувалася вода. Там також

наведені дані [41] для термосифона з внутрішнім діаметром  $16,5 \cdot 10^{-3}$  м і довжиною зони нагріву 0,1 м. Коефіцієнт заповнення складав 0,25. Для порівняння з інтенсивністю теплообміну у великому обсязі наведена крива, розрахована за залежністю Розенова, яка приведена в [49]. Як видно з рис.1.7, коефіцієнти тепловіддачі в зоні нагріву термосифона розташовуються між кривими для великого обсягу та формулою Imura [53]. Причому дані [41,51,52] з великим розкидом групуються навколо залежності для великого обсягу. Це узгоджується з даними [10], де зазначається, що інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву можна розрахувати за формулами для великого обсягу. Однак необхідно відзначити, що дані для води лежать нижче, ніж для етанолу і н – бутанолу. Теплофізичні властивості цих рідин різні, і, можливо, в даному випадку позначається вплив внутрішнього діаметра термосифона. Для легко киплячих рідин (етанол і н – бутанол) умови пароутворення при таких внутрішніх діаметрах термосифонів були близькі до умов великого обсягу, а для води вже починали позначатися обмежені умови.

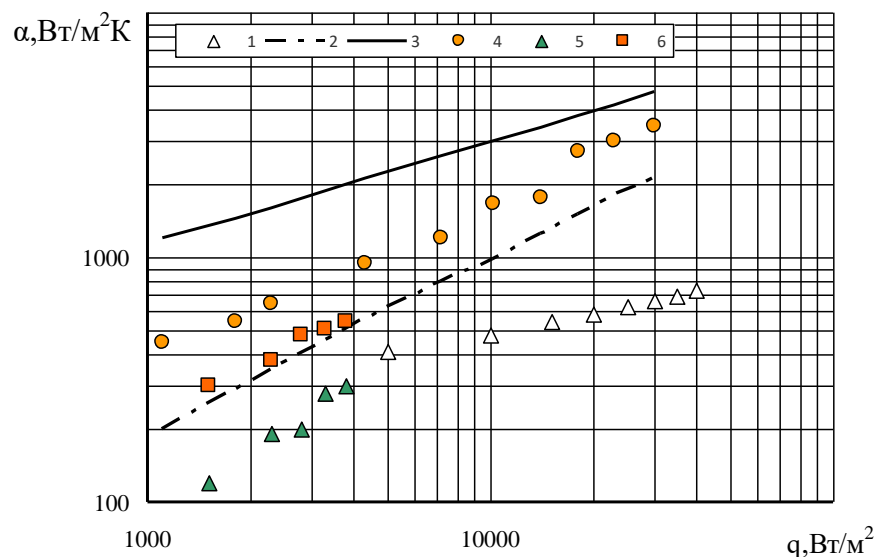


Рис.1.7. Залежність коефіцієнта тепловіддачі від густини теплового потоку: 1 – вода,  $d_{\text{вн}} = 16,5 \cdot 10^{-3}$  м [41]; 2 – етанол, (формула Розенова) [49]; 3 – етанол, (формула Imura) [53]; 4 – етанол,  $d_{\text{вн}} = 15,0 \cdot 10^{-3}$  м [53]; 5 – вода,  $d_{\text{вн}} = 17,0 \cdot 10^{-3}$  м [51]; 6 – н-бутанол,  $d_{\text{вн}} = 17,0 \cdot 10^{-3}$  м [52]

В роботі [45] показано, що при великих коефіцієнтах заповнення (більше 100% зони випаровування) існує вірогідність викиду деякої частини теплоносія у зону конденсації. При цьому процес конденсації пари може відбуватися як на відкритій поверхні конденсатора, так і в об'ємі охолодженого теплоносія. Охолоджений теплоносій може затримуватися в зоні конденсації і тоді пара конденсується переважно в об'ємі теплоносія. Якщо процес викиду теплоносія із зони випаровування в зону конденсації не відбувається, що характерно для термосифонів коли число  $Bo > 4$  [10], то процес конденсації пари відбувається безпосередньо на внутрішній поверхні конденсатора. При цьому може бути як плівкова, так і крапельна конденсація. Слід зазначити, що на термічний опір в зоні конденсації дуже впливає режим руху і товщина плівки. При підвищенні теплового потоку кількість пари в зоні випаровування збільшується, що призводить до зростанню товщини плівки конденсату. Швидкість руху пари також збільшується, що приводить до зменшенню швидкості руху плівки конденсату і зменшенню інтенсивності тепловіддачі, як в зоні нагріву так і в зоні конденсації. Однак істотне обмеження теплопередавальних характеристик термосифонів в значній мірі залежить від граничних теплових потоків в зоні нагріву. Інтенсивність тепловіддачі в зоні конденсації не є визначальним фактором для обмеження теплопередавальної здатності всього термосифона в цілому.

Розташування термосифона у просторі також впливає на інтенсивність тепловіддачі у зоні нагріву. В той же час у [29,57] відмічають, що інтенсивність процесу кипіння остається на одному рівні в інтервалі кутів нахилу від 5 до 90°. Однак це твердження було на базі випробувань великих термосифонів з внутрішнім діаметром більше  $15 \cdot 10^{-3}$  м. Зменшення внутрішнього діаметру термосифонів може впливати на процес кипіння в зоні нагріву при змінення кута нахилу. Максимальні теплові потоки також залежать від кута нахилу термосифона. В [10,58,59] показано, що максимальні теплові потоки спостерігаються при кутах нахилу від 40° до 60°.



Таким чином, проведений аналіз показав, що вплив геометричних факторів термосифонів на інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву дуже суттєвий і дані різних авторів можуть значно відрізнятися. Більшість досліджень проведено при великих розмірах внутрішнього діаметра термосифонів, в яких стверджується, що інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву наближається до процесу пароутворення у великому об'ємі. Зменшення парового простору також повинно впливати на інтенсивність тепловіддачі при кипінні в термосифонах, але досліджень в цьому напрямку дуже мало і вони суперечливі.

#### 1.4 Максимальні теплові потоки в двофазних термосифонах

Однією з важливих характеристик теплопередавальної здатності термосифонів є максимальний тепловий потік  $Q_{max}$ . Величина  $Q_{max}$  залежить від багатьох факторів. Це перш за все режимні та геометричні фактори. До режимних факторів можна віднести умови підведення і відведення теплоти, температурний діапазон, орієнтація в просторі і теплофізичні властивості теплоносіїв. До геометричних факторів належать внутрішній діаметр термосифона, довжини зон теплообміну і кількість теплоносія ( $K_3$ ).

Вплив коефіцієнта заповнення  $K_3$  на максимальну густину теплового потоку в зоні нагріву  $q_{max}$  показано на рис.1.8 [38,59,60]. Як видно з рис. 1.8 діапазон впливу коефіцієнта заповнення в [60] закінчується в районі  $K_3 = 0,4$ , а дані при  $K_3 > 0,4$  вже лежать в зоні автотермоциркуляції для конкретних тисків. Але вже при  $K_3 = 0,8$  максимальна густина теплового потоку знижується майже в три рази. Ці дані отримані для  $d_{вн} = 8,6 \cdot 10^{-3}$  м. У той же час в [38] показано, що для мідного термосифона довжиною 0,84 м и  $d_{вн} = 32 \cdot 10^{-3}$  м спостерігається монотонне зростання максимальної густини теплового потоку до  $K_3 = 0,6$ . Даних про максимальні теплові потоки для  $K_3 > 0,6$  в [38] не наводяться. Там також зазначається, що кут нахилу слабо впливає на теплопередавальні характеристики термосифона.

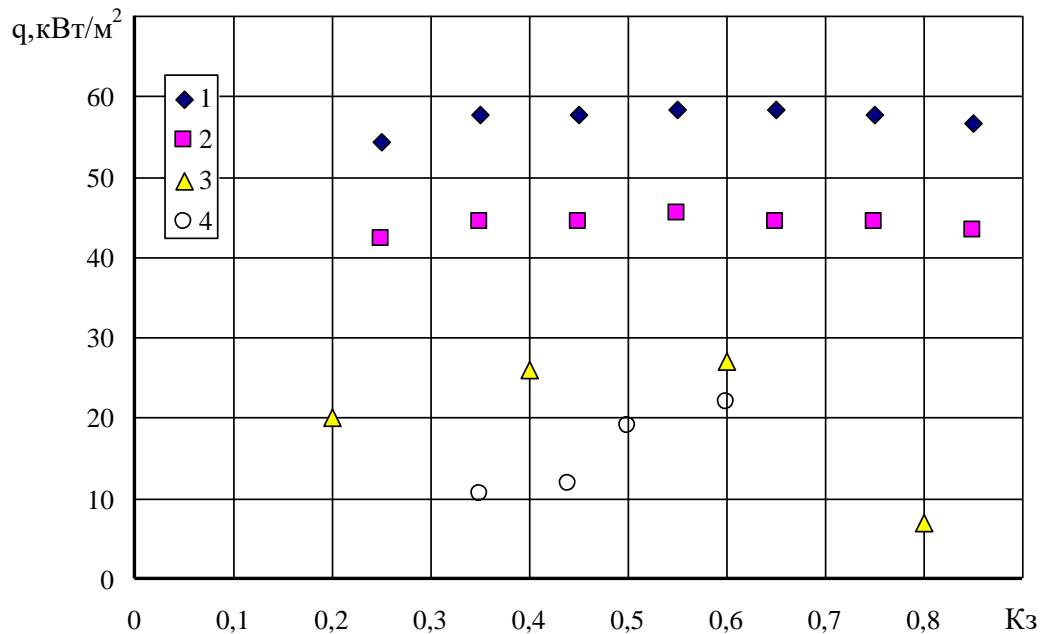


Рис. 1.8. Вплив коефіцієнта заповнення на максимальні густини теплових потоків: 1 – вода,  $d_{\text{вн}} = 9,5 \cdot 10^{-3}$  м [59]; 2 – метанол,  $d_{\text{вн}} = 9,5 \cdot 10^{-3}$  м [59]; 3 – вода,  $d_{\text{вн}} = 8,6 \cdot 10^{-3}$  м [60]; 4 – вода,  $d_{\text{вн}} = 32,0 \cdot 10^{-3}$  м [38]

Найбільш повне вивчення впливу  $K_3$  на граничні теплові навантаження наведено в [59] Для термосифонів, заправлених водою, метанолом, етанолом і ацетоном. Внутрішній діаметр становив  $9,5 \cdot 10^{-3}$  м. Практично у всьому дослідженому діапазоні коефіцієнтів заповнення  $K_3$  (від 0,25 до 0,85) значення максимальних густин теплових потоків залишалися на одному рівні. В [59] також наголошується, що зі збільшенням температури насичення  $t_n$  максимальний тепловий потік зростає. Такий розкид експериментальних даних не дозволяє однозначно відповісти на питання про вплив визначальних чинників на граничні теплові навантаження двофазних термосифонів.

У роботі [60] також було проведено дослідження мідного двофазного термосифона з різними поперечними перетинами. Розглядалися плоскі, квадратні та круглі поперечні перерізи термосифонів. Відмічається збільшення максимального теплового потоку  $Q_{\text{max}}$  в плоских термосифонах у порівнянні з круглими. Також було встановлено, що коефіцієнти заповнення і гідравлічний радіус впливають на максимальний тепловий потік.

В роботі [61] було проведено дослідження мідних двофазних термосифонів з внутрішнім діаметром  $d_{вн} = 14 \cdot 10^{-3}$  м та довжиною  $L_{мс} = 1$  м. Довжини зон нагріву становили 0,21 м, 0,28 м и 0,41 м. Зона конденсації лишалася незмінною  $L_{зк} = 0,41$  м. Випробування проводилися при зміні коефіцієнта заповнення  $K_z = 0.2 - 0.6$ , кута нахилу  $\varphi = 15^\circ - 90^\circ$ . В якості теплоносія використовувалася дистильована вода. Було показано, що максимальні теплові потоки ( $Q_i / Q_{90}$ ) для всіх коефіцієнтів заповнення спостерігаються при куті нахилу  $60^\circ$  по відношенню до горизонтальної осі і при заповненні 45% зони нагріву (крива 3, рис.1.9).

Вплив кута нахилу на максимальні теплові потоки приведено на рис.1.9. Як показано в [10], зі збільшенням відношення внутрішнього діаметра до довжини зони нагріву вплив кута нахилу на максимальні теплові потоки зменшується. Це вказує на те, що при великих значеннях  $d_{вн}/l_{зн}$  швидкість пара знижується і зменшується його взаємодія з плівкою конденсату, що стікає.. Крива 1 досягає максимального значення в діапазоні кутів нахилу  $40 - 60^\circ$  [10]. Однак можна помітити в [61], що крім відношення  $d_{вн}/l_{зн}$  ще має місце вплив коефіцієнта заповнення на максимальні теплові потоки.

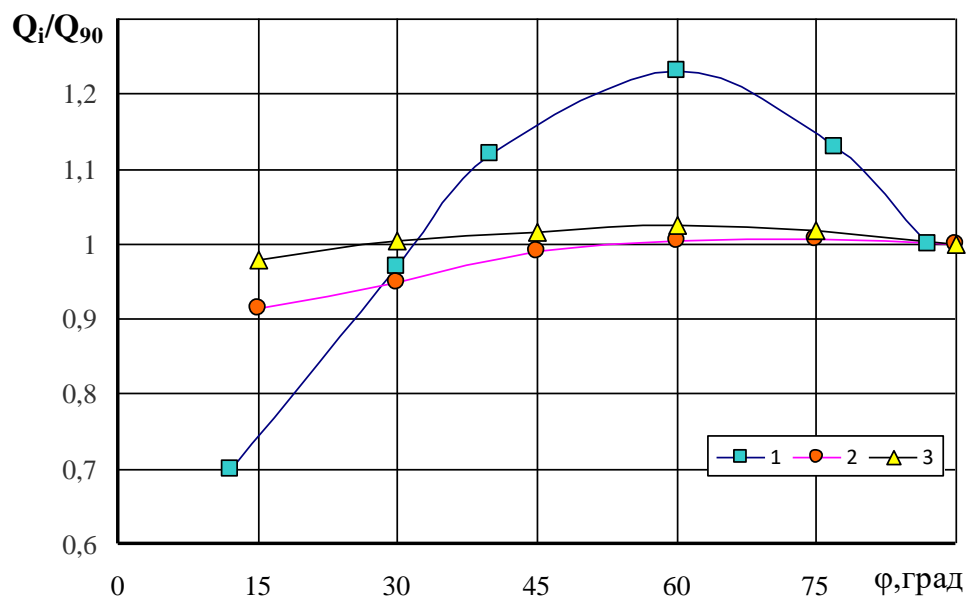


Рис. 1.9. Вплив кута нахилу на максимальні теплові потоки: 1 – вода,  $d_{вн}/l_{зн} = 0,047$ ,  $K_z = 50\%$  [10]; 2 – вода,  $d_{вн}/l_{зн} = 0,034$ ,  $K_z = 30\%$  [58]; 3 – вода,  $d_{вн}/l_{зн} = 0,034$ ,  $K_z = 45\%$  [61]

Аналізуючи дані [10] и [61] не можна однозначно відповісти на питання про взаємний вплив цих параметрів ( $d_{\text{вн}}/L_{\text{зн}}$  и  $K_3$ ) на максимальні теплові потоки при різних кутах нахилу термосифонів.

### 1.5 Особливості передачі теплоти в термосифонах з нанорідинами

Під терміном нанорідина прийнято називати колоїдний розчин, що складається з несучої рідини та дисперсних наночастинок з характерними розмірами від 1 до 100 нм. У якості несучих рідин можуть бути вода, органічні рідини і полімерні розчини. Твердими наночастинками зазвичай є частинки хімічно стійких металів і їх оксидів. Також часто використовуються нанорідини на основі вуглецевих нанотрубок. Їх особливість полягає в тому, що діаметр коливається від одного до декількох нанометрів, а довжина може досягати десятків, сотень і навіть тисяч мікрон [65]. Вуглецеві нанотрубки або тубулярна наноструктура (нанотубулен) - це штучно створені в лабораторних умовах одне або багатостінні порожні циліндричні структури, отримані з атомів вуглецю і володіють винятковими механічними, електрофізичними і фізичними властивостями.

Вуглецеві нанотрубки складаються з графіту, але володіють іншими, не властивими графіту характеристиками. Вони не існують в природі. Їх походження має штучну основу. Тіло нанотрубок синтетичне, створюване в лабораторіях від початку до кінця.

Фулерени - четверта, раніше невідома, модифікація вуглецю, відкрита англійським хіміком і астрофізиком Харолда Крото.

Вперше можливість утворення наночастинок у вигляді трубок була виявлена для вуглецю. В даний час подібні структури отримані з нітриду бору, карбїду кремнію, оксидів перехідних металів і деяких інших з'єднань. Діаметр нанотрубок варіюється від одного до декількох десятків нанометрів, а довжина досягає декількох мікрон.

Якщо подивитися на збільшену в мільйон разів нанотрубку, то можна побачити витягнутий циліндр, що складається з рівносторонніх шестикутників з атомами вуглецю на своїх вершинах. Це згорнута в трубку графітова площина (рис.1.10).

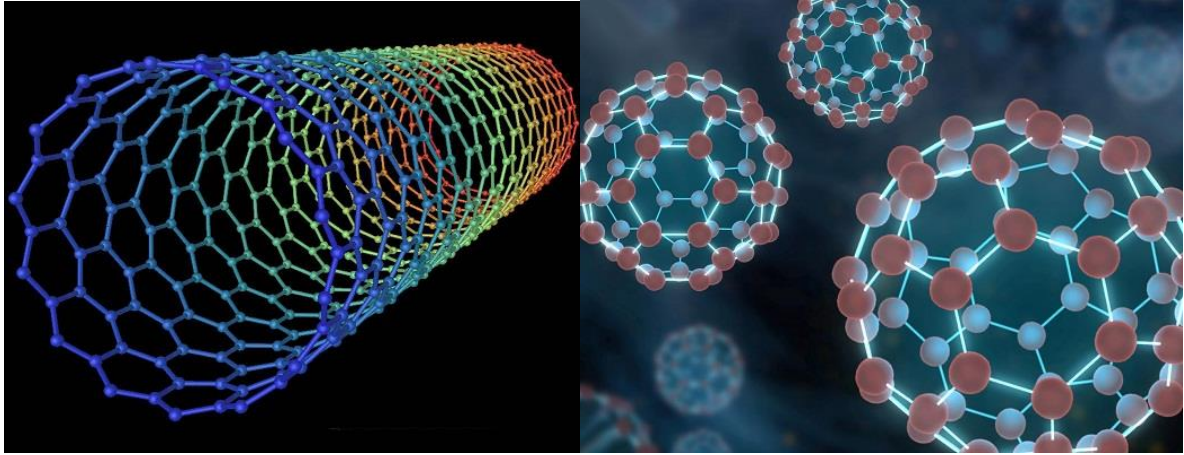


Рис.1.10. Фулерени - порожністі, сфероподібні молекули в формі кулі або м'яча для регбі [65]

Сучасні проблеми енергетики диктують необхідність мініатюризації систем охолодження і розробки ефективних методів відведення теплоти. Одним з перспективних способів інтенсифікації теплообмінних процесів є збільшення теплопровідності теплоносія (рідини) шляхом додавання в нього твердих наночастинок з високою теплопровідністю [65].

В даний час вивченням властивостей нанорідин і їх практичного застосування інтенсивно займаються численні наукові групи в багатьох країнах світу (США, Корея, КНР, Японія, Англія та ін.). Незважаючи на велику кількість робіт у цій області багато проблем залишаються маловивченими, а отримані результати носять найчастіше суперечливий характер. Це обумовлено, перш за все, складністю процесів в нанорідин, починаючи з їх приготування, особливістю експериментальної техніки і достовірністю отриманих результатів. Не менші труднощі виникають і при створенні фізичних моделей, що описують процеси теплообміну, оскільки властивості нанорідин слабо вивчені [66].

В роботі [67] було проведено дослідження двофазних термосифонів з наступними характеристиками:  $d_{\text{вн}}=7,5 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ ,  $d_{\text{вн}}=11,1 \cdot 10^{-3}\text{ м}$  і  $d_{\text{вн}}=25,4 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ , коефіцієнтом заповнення  $K_z = 30\%$ ,  $50\%$  і  $80\%$ , а в якості теплоносія використовувалася дистильована вода, змішана з наночастинками срібла. За підсумками даного дослідження можна зробити висновок, що зі зменшенням внутрішнього діаметру термосифона знижується максимальний тепловий потік ( $Q_{\text{max}}$ ). При однаковому внутрішньому діаметрі максимальний тепловий потік ( $Q_{\text{max}}$ ) буде вище при використанні в якості теплоносія суміші дистильованої води з  $0,5\%$  срібного нано порошку в порівнянні з чистою водою. Збільшення температури насичення призводило до збільшення максимального теплового потоку ( $Q_{\text{max}}$ ).

Додавання в воду нанопорошків титану Ti і міді Cu в термосифон діаметром  $23,75 \cdot 10^{-3}\text{ м}$  завдовжки 1 м [68] показало, що значення коефіцієнтів тепловіддачі в зонах нагріву і конденсації добре узгоджуються з відомими співвідношеннями Imura [53] і Нуссельта [10, 62]. Причому за результатами дослідження можна відзначити, що теплоносій на основі вода-Ti володіє кращими теплопередаючих властивостями, ніж вода-Cu.

Додавання в воду нано порошку  $\text{Al}_2\text{O}_3$  і  $\text{TiSiO}_4$  [37] призводило до зниження перепаду температур по довжині мідного термосифона. Загальна довжина термосифона становила 0,3 м, а внутрішній діаметр  $d_{\text{вн}}=19 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ . Випробування проводилися при зміні теплового потоку  $Q$  від 40Вт до 210Вт. Найкращі показники спостерігалися при додаванні  $0,05\%$   $\text{TiSiO}_4$  в воду. У порівнянні з чистою водою перепад температур між зонами нагріву і конденсації знижувався майже в два рази. Термічний опір знижувався приблизно на  $65\%$  як для  $\text{TiSiO}_4$ , так і для  $\text{Al}_2\text{O}_3$ . Однак при збільшенні вмісту нанопорошків до  $0,075\%$  термічний опір трохи збільшувалася. Зазначалося також збільшення коефіцієнта тепловіддачі при кипінні в зоні нагріву. Причому істотне підвищення  $\alpha_{\text{зн}}$  спостерігалось при невеликих теплових потоках.

В роботі [43] було розглянуто мідний двофазний термосифон з наступними характеристиками: внутрішній діаметр термосифона  $d_{\text{вн}}=16\cdot 10^{-3}$  м, довжина термосифона  $L_{\text{тс}}=0,35$ м. Випробування проводилися при зміні теплового потоку від 50Вт - 250Вт, а в якості теплоносія використані дистильована вода і нанорідина  $\text{Al}_2\text{O}_3$ . Для збільшення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  використовувалося анодування внутрішньої поверхні, яке представляло собою пористе покриття. Відзначалося збільшення максимального теплового потоку  $Q_{\text{max}}$  при додаванні  $\text{Al}_2\text{O}_3$  в порівнянні з чистою водою. Також спостерігалось і зниження термічного опору в порівнянні з чистою водою при різних положеннях в полі сил тяжіння. При вертикальному, похилому і горизонтальному положеннях термічний опір зменшувався, відповідно, на 23%, 26% і 14%. На рис. 1.11 наведені порівняльні дані коефіцієнтів тепловіддачі в зоні нагріву термосифонів для теплоносіїв з нанопорошками і чистою водою.

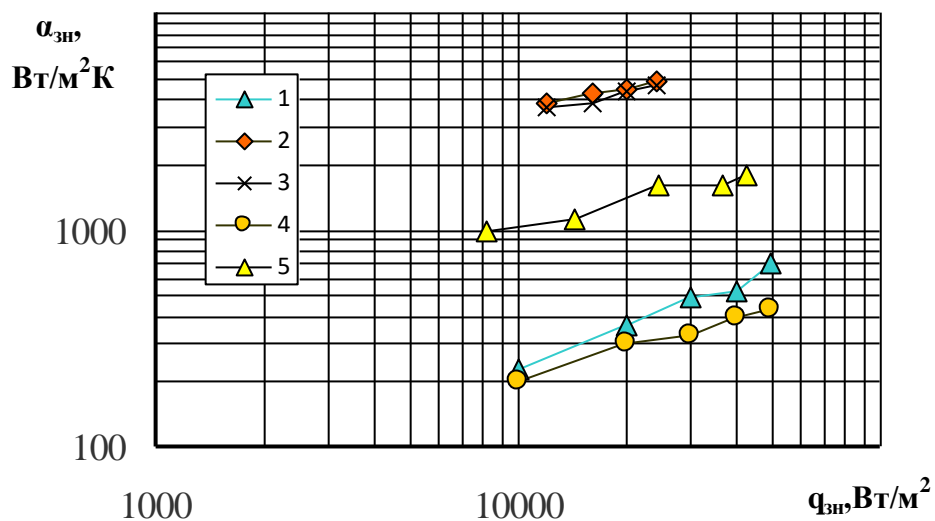


Рис. 1.11. Залежність інтенсивності тепловіддачі в зоні нагріву термосифонів від густини теплового потоку для різних теплоносіїв: 1 – вода +  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $d_{\text{вн}} = 16\cdot 10^{-3}$  м,  $l_{\text{зн}} = 0,1$  м [43]; 2 – вода +  $\text{Ti}$ ,  $d_{\text{вн}} = 22,5\cdot 10^{-3}$  м,  $l_{\text{зн}} = 0,35$  м [68]; 3 – вода +  $\text{Cu}$ ,  $d_{\text{вн}} = 22,5\cdot 10^{-3}$  м,  $l_{\text{зн}} = 0,35$  м [68]; 4 – вода,  $d_{\text{вн}} = 16\cdot 10^{-3}$  м,  $l_{\text{зн}} = 0,1$  м [52]; 5 – вода +  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $d_{\text{вн}} = 15,6\cdot 10^{-3}$  м,  $l_{\text{зн}} = 0,1$  м [51]

З рисунка видно, що вода з нанопорошком сприяє збільшенню інтенсивності тепловіддачі в зоні нагріву в порівнянні з чистою водою. Причому найкращі результати спостерігалися при додаванні в воду порошоків титану і міді в порівнянні з  $\text{Al}_2\text{O}_3$ .

В роботі [74] було проведено дослідження мідного двофазного термосифона з наступними характеристиками: внутрішній діаметр  $d_{\text{вн}}=17,5 \cdot 10^{-3}$  м, зовнішній діаметр  $d=19 \cdot 10^{-3}$  м, довжина зони нагріву  $L_{\text{зн}} = 0,4$  м, довжина зони транспорту  $L_{\text{зт}} = 0,2$  м, довжина зони конденсації  $L_{\text{зк}} = 0,4$  м, довжина термосифона 1 м, а в якості теплоносія використана дистильована вода і нано рідини з  $\text{Al}_2\text{O}_3$ ,  $\text{CuO}$ . Було відзначено, що теплові характеристики погіршуються при використанні в якості робочих теплоносіїв нано рідини. Також показано збільшення ефективності теплопереносу при коефіцієнті заповнення  $K_3 = 0,5$  з водою в якості теплоносія. Слід також зазначити, що в цьому термосифоні використовувалися додаткові об'єми для регулювання температури в зоні нагріву з використанням неконденсуючого газу, що вносило свої корективи в отримання експериментальних даних.

Однак в роботі [70] було показано, що при використанні нано рідини  $\text{Al}_2\text{O}_3$  термічний опір знижується в порівнянні з чистою водою і підвищується максимальний тепловий потік ( $Q_{\text{max}}$ ). Внутрішній діаметр термосифона становив  $d_{\text{вн}}=16 \cdot 10^{-3}$  м, а довжина його  $L_{\text{тс}} = 0,62$  м. В якості теплоносія використані дистильована вода і нано рідина  $\text{Al}_2\text{O}_3$ .

Заповнення мініатюрного мідного термосифона діаметром  $4,27 \cdot 10^{-3}$  м теплоносієм вода +  $\text{Al}_2\text{O}_3$  показало, що термічний опір знижується на 57% в порівнянні з чистою водою [71]. Причому розмір частинок порошку був на рівні  $40 \cdot 10^{-9}$  м, а кількість його у воді складала не більше 1% від усього об'єму теплоносія.

На рис. 1.12 показано вплив виду теплоносія на термічний опір термосифонів. З рисунка видно, що додавання в воду частинок нанопорошку призводить до істотного зниження термічного опору і поліпшення теплопередаючих характеристик таких термосифонів.



Істотним також є процентне співвідношення нанопорошків в теплоносії. В роботі [72] показано вплив нанопорошку  $Al_2O_3$  у воді на коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha$  і перепад температур  $\Delta t$  між зонами нагріву і конденсації. Відзначено підвищення коефіцієнта тепловіддачі  $\alpha$  при концентрації нанопорошку  $Al_2O_3$  0,01%. Додавання наночасток  $Al_2O_3$  призводить до збільшення коефіцієнту теплопередачі в порівнянні з чистою водою в якості робочої рідини.

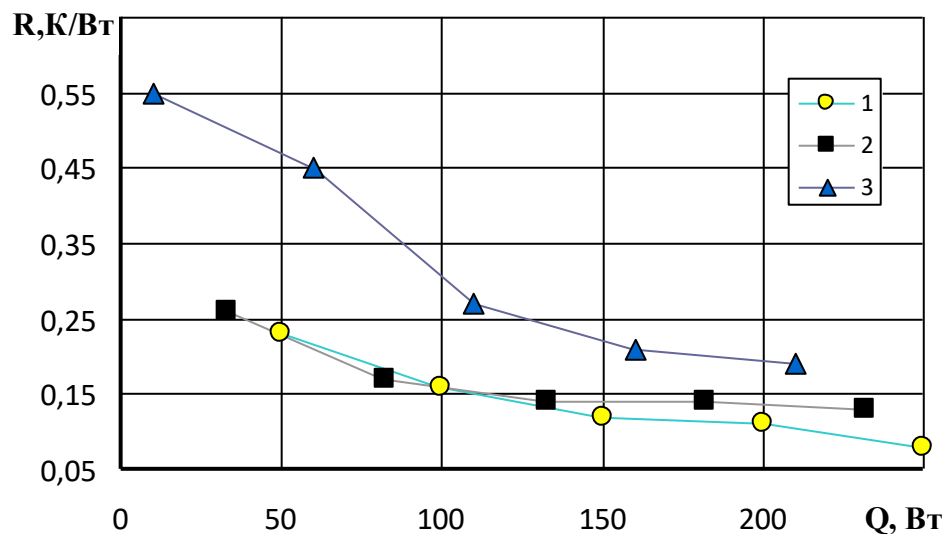


Рис. 1.12 - Вплив виду теплоносія на термічний опір термосифонів: 1 – вода +  $Al_2O_3$ ,  $d_{\text{вн}} = 16 \cdot 10^{-3}$  м,  $l_{\text{зн}} = 0,1$  м [43]. 2 – вода +  $TiSiO_4$ ,  $d_{\text{вн}} = 19 \cdot 10^{-3}$  м,  $l_{\text{зн}} = 0,1$  м [37]; 3 – вода  $d_{\text{вн}} = 16 \cdot 10^{-3}$  м,  $l_{\text{зн}} = 0,1$  м [37]

В роботі [73] представлено експериментальне дослідження замкнутих двофазних термосифонів для перевірки їх теплопередаючих характеристик. Використання етанолу з  $Al_2O_3$  в якості робочої рідини забезпечує кращу передачу теплового потоку і ефективність у порівнянні з чистим етанолом. Кут нахилу термосифона мав істотний вплив на його теплопередаючі характеристики. Причому максимальна тепловіддача спостерігалася при вертикальній орієнтації, а також було відзначено, що при зниженні кута нахилу теплопередача зменшується.

## 1.6 Висновки по літературному огляду і постановка задачі дослідження

Вплив геометричних факторів на процеси пароутворення при мініатюризації випарних систем охолодження в основному є визначальними. На інтенсивність тепловіддачі і максимальну теплопередавальну здатність мініатюрних термосифонів в порівнянні з термосифонами «великого» розміру в основному відчувається дія капілярних сил, які починають перевищувати інші сили. Аналіз досліджень попередніх робіт з цього питання показує, що проблема пошуку оптимальних характеристик мініатюрних випарувально – конденсаційних систем неповна або взагалі відсутня.

Результати інших досліджень у цьому напрямку значно відрізняються між собою. В основному це пояснюється тим, що експериментальні дані були отримані для різних геометричних характеристик двофазних термосифонів з широким спектром теплоносіїв (від ординарних рідин до нанорідин) . Умови проведення випробувань різних авторів відрізнялися один від одного.

На процес передачі теплоти в термосифонах впливають багато чинників. Це, перш за все:

- процес пароутворення залежить від геометричних факторів (внутрішнього діаметра, довжин зон нагріву та конденсації і ін.);
- теплопередавальні характеристики змінюються в залежності від розташування термосифона в просторі і кількості теплоносія та його виду;
- тиск всередині термосифона змінюється в залежності від величини теплового потоку, що ускладнює отримання узагальнюючих залежностей для широкого спектра термосифонних систем.

На підставі цих висновків в задачу дослідження входило:

1. З'ясувати ступінь впливу геометричних факторів та теплофізичних властивостей теплоносіїв на процеси перенесення теплоти в мініатюрних двофазних термосифонах.

2. Дослідити амплітуду і період температурних пульсацій в мініатюрних термосифонах та отримати узагальнюючі залежності.
3. Визначити основні теплопередавальні характеристики термосифонів і вплив визначальних факторів на максимальний тепловий потік і мінімальний термічний опір.
4. Вивчити процеси пароутворення і конденсації в мініатюрних термосифонах та отримати узагальнюючі залежності для коефіцієнтів тепловіддачі в зонах теплообміну.
5. Розробити інженерну методику розрахунку теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів і уявити конструкції з оптимальними властивостями.

## РОЗДІЛ 2

### ОПИС ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНОЇ УСТАНОВКИ ТА СХЕМИ ВИМІРЮВАНЬ

#### 2.1 Опис конструкції експериментальної установки

Для вивчення теплопередавальних властивостей мініатюрних двофазних термосифонів була створена експериментальна установка. Основні структурні елементи експериментальної установки для вивчення теплових режимів мініатюрних двофазних термосифонів є: експериментальна ділянка (термосифон); система підведення теплоти до випарника; система відводу теплоти від зони конденсації; система вакуумування та заправка теплоносієм; контрольно-вимірювальне обладнання.

В якості експериментальних ділянок використовувалися термосифони з неорганізованою циркуляцією проміжного теплоносія, виконані з міді. Усі термосифони, які підлягають дослідженню мають три основні зони - зона підведення теплоти (випарник), зона транспорту і зона відведення теплоти (конденсатор).

Конструкція термосифонів представляла собою герметичну порожнину у вигляді трубки, яка частково заповнювалася теплоносієм. Основним критерієм при виборі теплоносіїв була умова хімічної сумісності з корпусом матеріала трубки.

Конструкція термосифона та фотографія зразків показані на рис. 2.1.

У верхній частині термосифона знаходиться патрубок 5, через який проводилось вакуумування внутрішньої порожнини і наповнення теплоносія. Тиск всередині термосифона перед заправкою не перевищував  $1 \cdot 10^{-3}$  Па. Перед початком випробувань внутрішню частину термосифона очищають та промивають спиртом, а корпус термосифона перевіряється на герметичність. В подальшому простір усередині термосифона вакуумувався і проводилась тривала дегазація шляхом нагрівання усього

термосифона до  $200^{\circ}\text{C}$  при підключеному вакуумному насосі. Вакуумування та заправлення здійснювали за допомогою спеціально обладнаної вакуумного стенду.

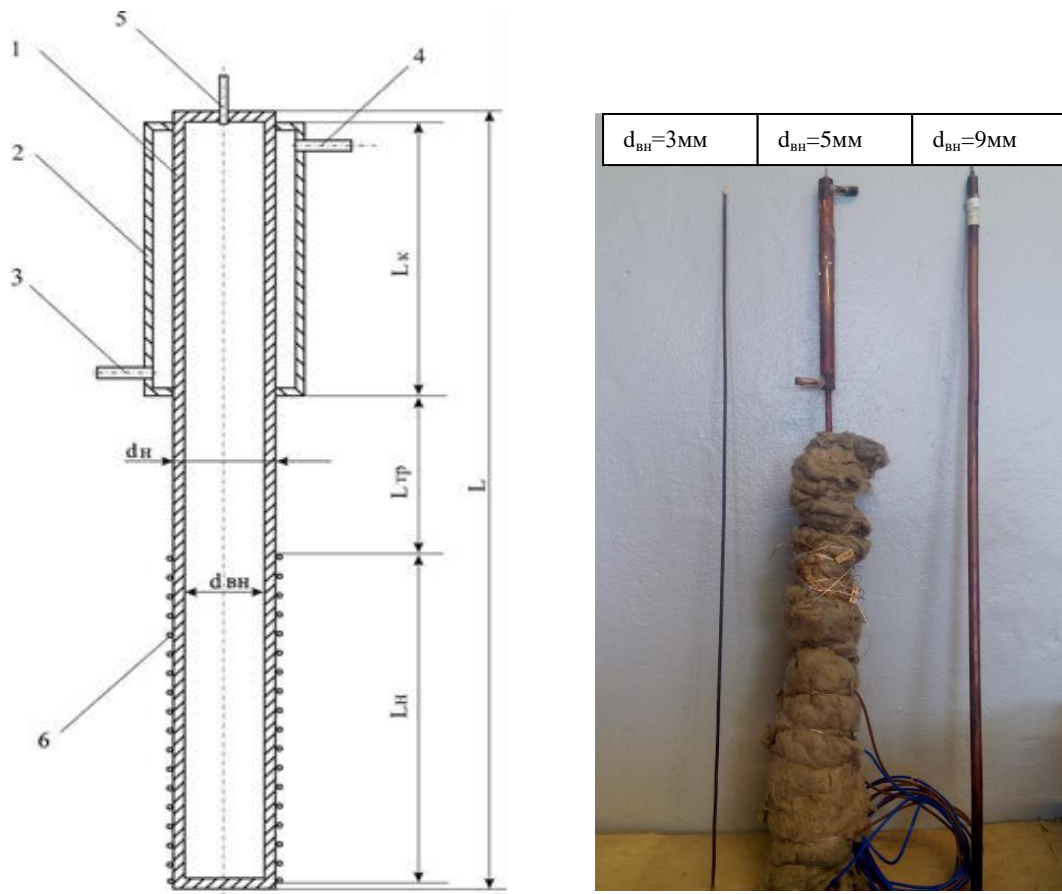


Рис.2.1. Схема термосифона з неорганізованою циркуляцією теплоносія та фото експериментальних зразків: 1 – корпус термосифона; 2 – конденсатор; 3, 4 – вхід та вихід води для охолодження; 5 – патрубок для заправки; 6 – електронагрівач.

Підведення теплоти до випарника термосифона здійснювалось електричним нагрівачем 6 (рис.2.1), який намотувався на корпус термосифона 1 і виконаний з ніхромового дроту діаметром  $0,3 \cdot 10^{-3}\text{м}$ . Намотування електронагрівача відбувалося поверх термостійкої діелектричної плівки товщиною  $0,1 \cdot 10^{-3}\text{м}$ . Для зменшення втрат тепла в навколишнє середовище, випарник і транспортна зона термосифона теплоізолювалась базальтовим волокном з теплопровідністю  $0,04\text{ Вт/мК}$ .

Відведення теплоти від термосифона здійснювалось за допомогою рідинної системи з регульованою витратою і температурою у конденсаторі 2 типу "труба в трубі".

Характеристики досліджених термосифонів наведені в таблиці 2.1.

Таблиця 2.1

Геометричні характеристики досліджуваних термосифонів

Внутрішній діаметр, $d_{\text{вн}}$ , мм	Загальна довжина, $l_s$ , мм	Довжина зони нагріву, $l_n$ , мм	Довжина зони конденсації, $l_k$ , мм	$d_{\text{вн}} / l_n$	Коефіцієнт заповнення, $K_z$	Теплоносії
3	700	80;125;200	200	0,037;0,024;0,015	0,83;1,37;2,14	Вода
5	700	45;90;135;200	200	0,11;0,055;0,037;0,025	0,44;0,64;0,96;1,96 1,93	Вода; Метанол; Фреон R-113 HP 4-1; 6-1
9	700	200	200	0,045	0,3;0,57;0,8	Вода; Етанол

## 2.2 Опис схеми вимірювання

Принципова схема експериментальної установки, наведена на рис. 2.2, складається з досліджуваного термосифона (1), системи для підводу теплового навантаження, системи охолодження і системи вимірювань.

Зміна підведеного теплового потоку здійснювалась за допомогою регулятора напруги, підключеного до однофазної мережі 220В, 50 Гц, а контроль підведеної електричної потужності, проводився за допомогою ватметра Д5088. Система вимірювання температур складалась з датчиків температури мідь – константанових термопар (2, 3, 4), сигнали від яких надходили до автоматичного перемикача (АО) (11), а далі на персональний комп'ютер (12), який перетворює електричні сигнали в значення температур і зберігає дані в табличній та графічній формі.

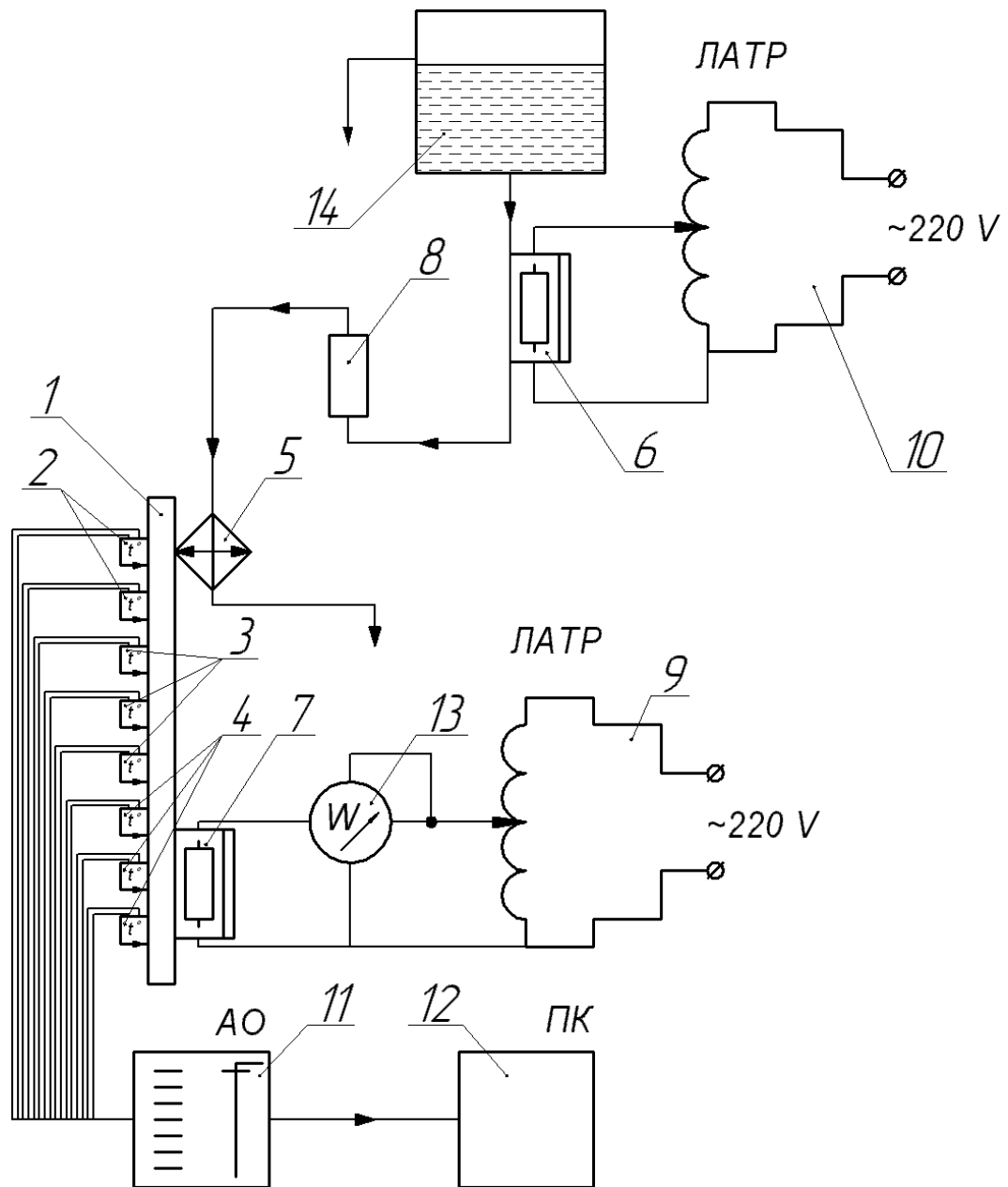


Рис. 2.2 Схема експериментальної установки: 1 – термосифон; 2 – термопари в зоні конденсації; 3 – термопари в зоні транспорту; 4 – термопари в зоні нагріву; 5 – конденсатор; 6,7 – нагрівачі; 8 – ротаметр; 9,10 – трансформатори; 11 – автоматичний перемикач термопар; 12 – персональний комп'ютер; 13 – ватметр; 14 – напірний бак.

Витрата охолоджуючої води, яка по трубах надходила з напірного бака (14) і протікала через конденсатор (5) вимірювалася за допомогою ротаметра (8).

Температура охолоджуючої води підтримувалася постійною за допомогою ніхромового нагрівача (6), підключеного до однофазної мережі 220 В, 50 Гц.

Дослідження теплотехнічних характеристик термосифона проводилося за такою методикою. Теплове навантаження до зони нагріву термосифона підводилося при ступінчастому зростанні електричної потужності нагрівача, а, отже, і температури. На кожному рівні теплового навантаження після досягнення стаціонарного стану, яке характеризувалося припиненням зростання температур, проводилися вимірювання теплового потоку і показань всіх термопар.

Випарно – конденсаційна система по суті забезпечувала теплопередачу між просторово розділеними джерелом і стоком теплоти. При цьому гранично можливий, що передається системою тепловий потік  $Q$  може обмежуватися умовами підведення і відведення теплоти і сумарним термічним опором системи "джерело теплоти – стік теплоти".

### 2.3 Методика проведення експерименту:

#### Порядок виконання експерименту:

1. Спочатку вимірювали вагу термосифона в початковому стані, без теплоносія, потім заповнювали термосифон теплоносієм за допомогою заправного стенду і далі шляхом зважування визначали кількість теплоносія в термосифоні. Коефіцієнт заповнення становив від 30% до 214% обсягу зони нагріву.

2. Встановлювали термопари шляхом припаювання на зовнішній стінці термосифона.

3. Проводили вимірювання правильності показань всіх термопар без подачі теплового потоку. Рівень розкиду показань термопар не повинен був перевищувати  $0,3^{\circ}\text{C}$ .



4. Термосифон теплоізолювався від впливу температури навколишнього середовища і розташовувався на стенді вертикально.

5. Включали систему охолодження і встановлювали постійну витрату потоку води через конденсатор.

6. Включали систему підведення теплового потоку до нагрівача експериментального зразка.

Величину теплового потоку встановлювали за допомогою ЛАТРа і контролювали по ватметру. Теплову потужність підвищували поступово. При кожній подачі теплоти чекали деякий час, поки термосифон не вийде на стаціонарний режим. Коли термосифон виходив на стаціонарний режим роботи, свідченням чого служило значення температури зони випаровування, яке не змінювалося з часом, записували свідчення витрати охолоджуючої рідини через конденсатор і показники температури всіх термопар.

Тепловий потік підвищували до тих пір, поки температура в зоні нагріву вже не могла підтримуватися на стаціонарному рівні. При цьому температура в зоні нагріву починала безперервно зростати, що було свідченням початку появи локальних парових плівок. Це можна характеризувати як кризові явища в термосифоні.

За виміряними температурами визначався тепловий потік, що відводиться

$$Q_{від} = G \cdot C_p \cdot (t_{вих} - t_{ex}).$$

Густина відведеного теплового потоку в зонах випаровування і конденсації

$$q_{zn} = \frac{Q_{від}}{F_{zn}},$$

$$q_{зк} = \frac{Q_{від}}{F_{зк}}.$$

Так як температура стінки термосифона навіть при стаціонарному режимі змінювалася в часі, то температури в зонах теплообміну визначалися

по їх середньому значенню за період сталого режиму.

$$\bar{t}_{\text{зн}} = \frac{1}{n} \sum_{i=1}^n t_i,$$

$$\bar{t}_{\text{зк}} = \frac{1}{n} \sum_{j=1}^n t_j.$$

Коефіцієнт тепловіддачі в зонах випаровування і конденсації

$$\alpha_{\text{зн}} = \frac{q_{\text{зн}}}{(\bar{t}_{\text{зн}} - \bar{t}_{\text{зм}})},$$

$$\alpha_{\text{зк}} = \frac{q_{\text{зк}}}{(\bar{t}_{\text{зм}} - \bar{t}_{\text{зк}})}.$$

Термічний опір

$$R = \frac{(\bar{t}_{\text{зн}} - \bar{t}_{\text{зк}})}{Q_{\text{отв}}}.$$

Коефіцієнта заповнення

$$K_3 = \frac{V_p}{V_{\text{зн}}} = \frac{h_p}{h_{\text{зн}}}.$$

## 2.4 Оцінка похибок експериментів

Визначення величини очікуваних похибок вимірювань є важливим елементом правильної постановки дослідів і отримання надійних експериментальних даних.

Відносна похибка відліку дорівнює:

$$\delta = \frac{X_o}{A} \cdot 100\%, \quad (2.1)$$

де  $A$  – абсолютне значення вимірюваної величини;

$X_o$  – ціна поділки приладу.

Розрізняють три основних типи похибок:

- систематичні;
- випадкові;

- промахи.

Систематичні помилки усуваються завдяки застосуванню вимірювальної апаратури та інструментів досить високого класу точності.

Прوماхи усуваються шляхом повторення експериментів, які викликають сумнів в правильності результатів.

Залишаються випадкові помилки, пов'язані з явищами, у яких експериментатор або обладнання брати участь не можуть (температура навколишнього середовища, тиск, вологість і т.п.). Випадкові помилки, при проведенні експерименту по визначенню теплопередаючих характеристик термосифона, будемо шукати для всіх прямих вимірювань і для величин, що обчислюються.

Вимірювання показань мідь-константанових термопар здійснюється цифровим приладом і за допомогою аналого-цифрового перетворювача, показання якого виводяться на екран монітора комп'ютера. Вимірювання лінійних розмірів – лінійкою з ціною поділки  $0,5 \cdot 10^{-3}$  м, або штангенциркулем, з ціною поділки  $0,1 \cdot 10^{-3}$  м. Внутрішній діаметр термосифонів визначався по шліфу торця трубки за допомогою інструментального мікроскопа з 50-кратним збільшенням.

Тепловий потік, що передається по термосифону визначається за формулою:

$$Q_{\text{від}} = G \cdot C_p \cdot (t_{\text{вих}} - t_{\text{вх}}), \quad (2.2)$$

де,  $C_p$  – ізобарна теплоємність охолоджувальної води (табличні дані з похибкою не більше 0,1%);  $G$  – витрата охолоджуючої води, що омиває зону конденсації, яка визначається за показаннями ротаметра (ціна поділки ротаметра  $0,09 \cdot 10^{-3}$  кг/с);  $t_{\text{вх}}, t_{\text{вих}}$ , – температури води на вході і виході зони конденсації (абсолютна похибка показань термопар не перевищує  $0,1^\circ \text{C}$ ).

Ми визначаємо максимальну і мінімальну похибку температури, витрати, теплового потоку, коефіцієнта заповнення, питомого теплового потоку і коефіцієнта тепловіддачі для кожного дослідженого термосифона.

Визначення величини очікуваних похибок вимірювань є важливим елементом правильної постановки дослідів та отримання надійних експериментальних даних. Ми визначаємо максимальну і мінімальну похибку для кожного приладу. Для ватметра  $\delta Q_{\min}$  визначається за більшим значенням приладу, а  $\delta Q_{\max}$  визначається за меншим значенням приладу (таблиця 2.2).

Таблиця 2.2

Величини	Формули
$\Delta t$	$\delta \Delta t = \frac{\sqrt{\delta t_{\text{вх}}^2 + \delta t_{\text{вих}}^2}}{t_{\text{вх}} - t_{\text{вих}}}$
$G$	$\delta G = \frac{\Delta G}{G}$
$Q_{\text{від}}$	$\delta Q_{\text{від}} = \sqrt{\delta \Delta t^2 + \delta G^2 + \delta C_p^2}$
$q$	$\delta q = \sqrt{\delta Q_{\text{від}}^2 + \delta F^2}$
$\alpha$	$\delta \alpha = \sqrt{\delta q^2 + \delta \bar{\Delta T}^2}$
$R$	$\delta(R) = \sqrt{(\delta \bar{\Delta T})^2 + (\delta Q)^2}$
$F_{\text{вн}}$	$\delta F_{\text{вн}} = \sqrt{\delta L^2 + 2\delta d_{\text{вн}}^2}$
$K_3$	$\delta K_3 = \sqrt{\delta V_p^2 + \delta V_{\text{зн}}^2}$

Мінімальне значення вимірюного ваттметром теплового потоку, що подається в зону випаровування, дорівнює 5 Вт, а максимальна - 1200 Вт,

Тепловий потік, який відводиться від мініатюрних двофазних термосифонів за допомогою охолоджуючої рідини, розраховується за даними термопар, що визначають температуру охолоджуючої рідини на вході в конденсатор і на виході з конденсатора, і за значенням витрати охолоджуючої рідини.

Мінімальне значення, виміряне рідинним ротаметром, витрати води, що охолоджує зону конденсації дорівнює  $1,7 \cdot 10^{-3}$  кг/с, а максимальне –  $7,8 \cdot 10^{-3}$  кг/с, (таблиця 2.3)

Таблиця 2.3

$d_{\text{вн}}, [\text{мм}]$	3	5	9
$\delta G_{\text{max}} = \frac{\Delta G}{G} \cdot 100$	5%	5%	5%
$\delta G_{\text{min}} = \frac{\Delta G}{G} \cdot 100$	1,2%	1,2%	1,2%

Наведена похибка визначення питомої теплоємності води (табличній величини) складає:

$$\delta c_p = 0,1\% .$$

Відносна похибка різниці температур охолоджуючої рідини на вході в конденсатор і на виході з конденсатора визначається за формулою:

$$\delta \Delta t = \frac{\sqrt{(\Delta t_{\text{вух}})^2 + (\Delta t_{\text{ex}})^2}}{t_{\text{вух}} - t_{\text{ex}}} \cdot 100\% . \quad (2.3)$$

Підраховуємо відносну похибку різниці температур охолоджуючої рідини на вході в конденсатор і на виході з конденсатора при двох режимах:

при –  $G = 1,7 \cdot 10^{-3}$  кг / с –  $t'_{\text{вух}} = 30^\circ\text{C}$ ,  $t'_{\text{ex}} = 20^\circ\text{C}$  отримуємо мінімальну похибку (таблиця 2.4)

Таблиця 2.4

$d_{\text{вн}}, [\text{мм}]$	3	5	9
$\delta \Delta t_{\text{max}} = \frac{\sqrt{\Delta t_{\text{вух}}^2 + \Delta t_{\text{ex}}^2}}{t_{\text{вух}} - t_{\text{ex}}} \cdot 100$	35%	15,6%	5,6%
$\delta \Delta t_{\text{min}} = \frac{\sqrt{\Delta t_{\text{вух}}^2 + \Delta t_{\text{ex}}^2}}{t_{\text{вух}} - t_{\text{ex}}} \cdot 100$	10,8%	2,8%	0,67%

$$\delta_{\min}(t_{\text{внх}} - t_{\text{вх}}) = \frac{\sqrt{(\Delta t'_{\text{внх}})^2 + (\Delta t'_{\text{вх}})^2}}{t'_{\text{внх}} - t'_{\text{вх}}} \cdot 100\% = \frac{\sqrt{0,1^2 + 0,1^2}}{30 - 20} \cdot 100\% = 1,41\%$$

– при  $G = 7,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$  –  $t''_{\text{внх}} = 25^\circ\text{C}$ ,  $t''_{\text{вх}} = 20^\circ\text{C}$  отримуємо максимальну похибку:

$$\delta_{\max}(t_{\text{внх}} - t_{\text{вх}}) = \frac{\sqrt{(\Delta t''_{\text{внх}})^2 + (\Delta t''_{\text{вх}})^2}}{t''_{\text{внх}} - t''_{\text{вх}}} \cdot 100\% = \frac{\sqrt{0,1^2 + 0,1^2}}{25 - 20} \cdot 100\% = 2,82\% .$$

Розраховуємо відносну похибку визначення теплового потоку, який відводиться від ДТС за допомогою охолоджуючої рідини (таблиця 2.5)

Таблиця 2.5

$d_{\text{вн}}, [\text{мм}]$	3	5	9
$\delta_{\max} Q_{\text{внх}} = \sqrt{\delta \Delta t^2 + \delta G^2 + \delta C_p^2} \cdot 100$	36%	16,4%	7,5%
$\delta_{\min} Q_{\text{внх}} = \sqrt{\delta \Delta t^2 + \delta G^2 + \delta C_p^2} \cdot 100$	11%	3,05%	1,36%

Внутрішня площа зони випаровування визначається за формулою:

$$F_{\text{зн}} = \pi \cdot d_{\text{вн}} \cdot L_{\text{зн}} \quad (2.4)$$

де  $d_{\text{вн}}$  – внутрішній діаметр термосифона вимірюється за допомогою інструментального мікроскопа БМІ–1 з ціною поділки  $5 \cdot 10^{-6} \text{ м}$ ;

$L_{\text{зн}}$  – довжина зони випаровування вимірюється за допомогою штангенциркуля з ціною поділки  $5 \cdot 10^{-5} \text{ м}$ .

Внутрішній діаметр термосифона в усіх зонах теплообміну не змінюється, тоді відносна похибка буде складати (таблиця 2.6)

Таблиця 2.6

$d_{\text{вн}}, [\text{мм}]$	3	5	9
$\delta d_{\text{вн}} = \frac{5 \cdot 10^{-6}}{d_{\text{вн}}} \cdot 100\%$	0.16%	0.1%	0,05%

Довжина зони випаровування змінювалась від  $45 \cdot 10^{-3}$  м до 0,2 м, тоді як максимальна відносна похибка складатиме:

$$\delta_{\max} L_{\text{зн}} = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{L_{\text{зн}}} \cdot 100\% = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{45 \cdot 10^{-3}} \cdot 100\% = 0,11\%,$$

А мінімальна похибка складатиме:

$$\delta_{\min} L_{\text{зн}} = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{L_{\text{зн}}} \cdot 100\% = \frac{5 \cdot 10^{-5}}{200 \cdot 10^{-3}} \cdot 100\% = 0,025\%.$$

Загальна відносна похибка визначення площі внутрішньої поверхні зони випаровування буде дорівнювати (таблиця 2.7).

Таблиця 2.7

$d_{\text{вн}}, [\text{мм}]$	3		5		9	
	max	min	max	min	max	min
$\delta F_{\text{зн}} = \sqrt{(\delta d_{\text{вн}})^2 + (\delta L_{\text{зн}})^2} \cdot 100$	0,19 %	0.16 %	0.14 %	0.1%	0,12 %	0.056%

Відносні похибки визначення густини теплового потоку в зоні випаровування термосифона (таблиця 2.8).

Таблиця 2.8

$d_{\text{вн}}, [\text{мм}]$	3		5		9	
	max	min	max	min	max	min
$\delta q = \sqrt{(\delta Q)^2 + (\delta F_{\text{зн}})^2} \cdot 100$	36%	11%	16,4%	3,1%	7,6%	1,4%

Коефіцієнт тепловіддачі в зоні випаровування визначається за формулою:

$$\alpha_{\text{зн}} = \frac{q}{\Delta T} = \frac{q}{(\bar{T}_{\text{зн}} - \bar{T}_{\text{зм}})}. \quad (2.5)$$

Відносна похибка вимірювання температури визначається можливостями аналого-цифрового перетворювача. Абсолютна похибка визначення температури дорівнювала  $0,1^\circ\text{C}$ .

Відносна похибка різниці температур між зонами випаровування і транспорту визначається по формулі:

$$\delta(\Delta T) = \frac{\sqrt{(\Delta T_{\text{зн}})^2 + (\Delta T_{\text{зм}})^2}}{T_{\text{зн}} - T_{\text{зм}}} \cdot 100\% . \quad (2.6)$$

Розраховуємо відносну похибку різниці температур між зонами випаровування і транспорту при двох режимах:

– при  $T'_{\text{зн}} = 110^\circ\text{C}$  і  $T'_{\text{зм}} = 80^\circ\text{C}$  отримуємо мінімальну похибку

$$\delta_{\text{min}}(\Delta T) = \frac{\sqrt{(\Delta T'_{\text{зн}})^2 + (\Delta T'_{\text{зм}})^2}}{T'_{\text{зн}} - T'_{\text{зм}}} \cdot 100\% = \frac{\sqrt{0,1^2 + 0,1^2}}{110 - 80} \cdot 100\% = 0,47\% ,$$

– при  $T''_{\text{зн}} = 40^\circ\text{C}$  і  $T''_{\text{зм}} = 25^\circ\text{C}$  отримуємо максимальну похибку

$$\delta_{\text{max}}(\Delta T) = \frac{\sqrt{(\Delta T''_{\text{зн}})^2 + (\Delta T''_{\text{зм}})^2}}{T''_{\text{зн}} - T''_{\text{зм}}} \cdot 100\% = \frac{\sqrt{0,1^2 + 0,1^2}}{40 - 25} \cdot 100\% = 0,94\% .$$

Відносна похибка визначення  $\alpha$  , дорівнює (таблиця 2.9).

Таблиця 2.9

$d_{\text{вн}}, [\text{мм}]$	3		5		9	
	max	min	max	min	max	min
$\delta\alpha_{\text{зн}} = \sqrt{\delta q^2 + \delta \bar{\Delta T}^2} \cdot 100$	36%	11%	16,4%	3,1%	7,6%	1,4%

Коефіцієнт тепловіддачі в зоні конденсації визначається за формулою:

$$\alpha_{\text{зк}} = \frac{q}{\Delta T} = \frac{q}{(\bar{T}_{\text{зм}} - \bar{T}_{\text{зк}})} . \quad (2.7)$$

Абсолютна похибка визначення температури дорівнювала  $0,1^\circ\text{C}$ .

Відносна похибка різниці температур між зонами транспорту та конденсації розраховується за формулою:

$$\delta(\Delta T) = \frac{\sqrt{(\Delta T_{\text{зм}})^2 + (\Delta T_{\text{зк}})^2}}{T_{\text{зм}} - T_{\text{зк}}} \cdot 100\% . \quad (2.8)$$



Прораховуємо відносну похибку різниці температур між зонами транспорту та конденсації при двох режимах:

– при  $T'_{zm} = 80^{\circ}C$  і  $T'_{zk} = 30^{\circ}C$  отримуємо мінімальну похибку:

$$\delta_{\min}(\Delta T) = \frac{\sqrt{(\Delta T'_{zm})^2 + (\Delta T'_{zk})^2}}{T'_{zm} - T'_{zk}} \cdot 100\% = \frac{\sqrt{0,1^2 + 0,1^2}}{80 - 30} \cdot 100\% = 0,28\% .$$

– при  $T''_{zm} = 30^{\circ}C$  і  $T''_{zk} = 25^{\circ}C$  отримуємо максимальну похибку:

$$\delta_{\max}(\Delta T) = \frac{\sqrt{(\Delta T''_{zm})^2 + (\Delta T''_{zk})^2}}{T''_{zm} - T''_{zk}} \cdot 100\% = \frac{\sqrt{0,1^2 + 0,1^2}}{30 - 25} \cdot 100\% = 2,9\% .$$

Відносна похибка визначення  $\alpha_{zk}$ , дорівнює (таблиця 2.10)

Таблиця 2.10

$d_{\text{вн}}, [\text{мм}]$	3		5		9	
	max	min	max	min	max	min
$\delta\alpha_{zk} = \sqrt{\delta q^2 + \delta \Delta T^2} \cdot 100$	36,1%	11%	16,7%	3,1%	8,1%	1,42%

Термічний опір мініатюрної теплової труби розраховується за формулою:

$$R = \frac{\Delta T}{Q_{\text{отв}}} = \frac{T_{zh} - T_{zk}}{Q_{\text{отв}}} . \quad (2.9)$$

– при  $T_{zm} = 50^{\circ}C$  і  $T_{zk} = 40^{\circ}C$  отримуємо максимальну похибку:

$$\delta_{\max}(\Delta T) = \frac{\sqrt{(\Delta T_{zh})^2 + (\Delta T_{zk})^2}}{T_{zh} - T_{zk}} \cdot 100\% = \frac{\sqrt{0,1^2 + 0,1^2}}{50 - 40} \cdot 100\% = 1,41\% .$$

– при  $T_{zh} = 90^{\circ}C$  і  $T_{zk} = 30^{\circ}C$  отримуємо мінімальну похибку:

$$\delta_{\min}(\Delta T) = \frac{\sqrt{(\Delta T_{\text{зн}})^2 + (\Delta T_{\text{зк}})^2}}{T_{\text{зн}} - T_{\text{зк}}} \cdot 100\% = \frac{\sqrt{0,1^2 + 0,1^2}}{90 - 30} \cdot 100\% = 0,24\% .$$

Відносна похибка визначення  $R$ , дорівнює (таблиця 2.11)

Таблиця 2.11

$d_{\text{вн}}, [\text{мм}]$	3		5		9	
	max	min	max	min	max	min
$\delta(R) = \sqrt{(\delta \bar{\Delta T})^2 + (\delta Q)^2} \cdot 100$	36%	11%	16,4%	3,06%	7,6%	1,38%

Похибка визначення коефіцієнта заповнення:

$$K_3 = \frac{V_{\text{жс}}}{V_{\text{зн}}} = \frac{h_{\text{жс}}}{h_{\text{зн}}},$$

де  $V_{\text{жс}}$  – об'єм теплоносія;  $V_{\text{зн}}$  – загальний об'єм зони нагріву термосифона.

Об'єм теплоносія можна визначити:

$$V_{\text{жс}} = \frac{\pi d_{\text{вн}}^2}{4} \cdot h_{\text{жс}},$$

$$h_{\text{жс}} = \frac{4V_{\text{жс}}}{\pi d_{\text{вн}}^2},$$

$$V_{\text{жс}} = \frac{m}{\rho_{\text{жс}}} \rightarrow h_{\text{жс}} = \frac{4m}{\pi d_{\text{вн}}^2 \rho_{\text{жс}}},$$

Маса заправки теплоносія визначалася на вагах з максимальною точністю  $10 \cdot 10^{-3}$  гр.

при масі заправки  $m_{\text{max}} = 100 \text{ гр}$  отримуємо мінімальну похибку:

$$\delta_{\min} m = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{100} \cdot 100 = 1\% .$$

при  $m_{\min} = 40 \text{ гр}$  отримуємо максимальну похибку:

$$\delta_{\max} m = \frac{10 \cdot 10^{-3}}{40} \cdot 100 = 2,5\% .$$

Відносна похибка визначення  $h_{жс}$ , дорівнює (таблиця 2.12)

Таблиця 2.12

$d_{вн}, [мм]$	3		5		9	
	max	min	max	min	max	min
$\delta h_{жс} = \sqrt{\delta m^2 + 2d_{вн}^2} \cdot 100$	2,5%	1%	2,5%	1%	2,5%	1%

Відносна похибка визначення  $K_3$ , дорівнює (таблиця 2.13)

Таблиця 2.13

$d_{вн}, [мм]$	3		5		9	
	max	min	max	min	max	min
$\delta K_3 = \sqrt{\delta h_{жс}^2 + \delta l_{3н}^2} \cdot 100$	2,5%	1%	2,5%	1%	2,5%	1%

Таким чином, проведена оцінка похибки експерименту показала, що при мінімальних значеннях величин буде спостерігатися максимальна відносна похибка. Однак, при збільшенні показань вимірюваної величини похибка знижується та при максимальних значеннях спостерігається мінімальна похибка.

## 2.5. Висновки по розділу 2

1. Розроблено експериментальну установку для дослідження теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів з внутрішніми діаметрами від 3 мм до 9 мм і довжиною 700мм.

2. Представлено методику вимірювання і обробки теплопередаючих характеристик мініатюрних термосифонів. Розраховано похибку вимірювання коефіцієнтів тепловіддачі в зонах теплообміну і термічного опору.

### РОЗДІЛ 3

## ТЕМПЕРАТУРНИЙ РЕЖИМ МІНІАТЮРНИХ ДВОФАЗНИХ ТЕРМОСИФОНІВ

Під словосполученням «мініатюрний термосифон» ми розуміємо термосифони, геометричні характеристики яких (насамперед внутрішній діаметр) сумірні з фізичними процесами, що протікають всередині них.

Оскільки для передачі теплової енергії в таких пристроях проходить процес пароутворення, то розміри внутрішнього простору впливають на їх теплопередавальні характеристики.

Перш за все, це позначається на процесі виникнення, зростання і відриву парових бульбашок. У монографії [10] визначається, що такий вплив починає проявлятися при числах  $Bo < 4$ . Слід також зазначити, що в залежності від обраного теплоносія граничні діаметри термосифонів, при яких вже починають проявлятися зміни теплопередавальних характеристик, можуть різнитися між собою. Так для води при атмосферному тиску до мініатюрних можна віднести термосифони з внутрішнім діаметром менше  $10 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . Для метанолу при внутрішньому діаметрі менше  $7 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  термосифони вже також можна вважати мініатюрними. Оскільки обмежені умови починають впливати на процеси пароутворення, то вивчення такого впливу може бути корисним для проектування мініатюрних систем охолодження на основі двофазних термосифонів.

### 3.1 Початок кипіння і пульсаційні явища в двофазних закритих термосифонах.

Проведені дослідження показали, що для всіх обраних розмірів термосифонів є область теплових потоків, в якій має місце явища пульсації. В основному вони пов'язані з початком дії центрів пароутворення в зоні нагріву термосифона. Особливості початку кипіння в мініатюрних

термосифонах зв'язані з формуванням теплового пограничного шару всередині стовпа рідини. При підведенні теплового потоку на поверхні нагріву створюється тепловий пограничний шар  $\delta_T$ , в якому рідина перегріта по відношенню до температури насичення. Товщина його зв'язана з товщиною гідродинамічного пограничного шару  $\delta_\Gamma$  залежністю [75]:

$$\frac{\delta_T}{\delta_\Gamma} \approx \frac{1}{\sqrt{Pr}}. \quad (3.1)$$

Товщина  $\delta_\Gamma$  залежить від кінематичної в'язкості рідини  $\nu$ , довжини зони нагріву  $l$  і швидкості конвективного руху рідини  $W$  вздовж поверхні нагріву. Вона дорівнює [75]:

$$\delta_\Gamma = 5 \sqrt{\frac{\nu l}{W}}. \quad (3.2)$$

Приблизна товщина теплового пограничного шару буде дорівнювати:

$$\delta_T \cong \frac{5}{\sqrt{Pr}} \sqrt{\frac{\nu l}{W}}. \quad (3.3)$$

Швидкість конвективного руху рідини вздовж поверхні нагріву залежить від перепаду температур між пограничним шаром і рідиною в центрі термосифону. З аналізу попередніх експериментів, проведених за допомогою швидкісної кінокамери [76], значення швидкості конвективного руху теплої рідини буде значно менше 0,1 м/с. З підвищенням цієї швидкості товщина теплового пограничного шару зменшується. В залежності від висоти рідини  $l$ , що заповнює термосифон, товщина цього шару змінюється. Вона є максимальною на поверхні рідини і залежить від коефіцієнта заповнення  $K_3$ . Температура в цьому шарі змінюється від  $t_{cm}$  до  $t_s$  і знаходиться в метастабільному (перегрітому) стані. При зменшенні внутрішнього діаметра термосифона тепловий пограничний шар зникає всередині зони нагріву і температура всієї рідини буде перегріта відносно  $t_s$ . На рис. 3.1 схематично показано розподіл температури в рідині і товщина теплового пограничного шару при різних діаметрах термосифонів. З рисунка видно, що зменшення

внутрішнього діаметру термосифона приводить до того, що вся рідина в зоні нагріву знаходиться в перегрітому стані.

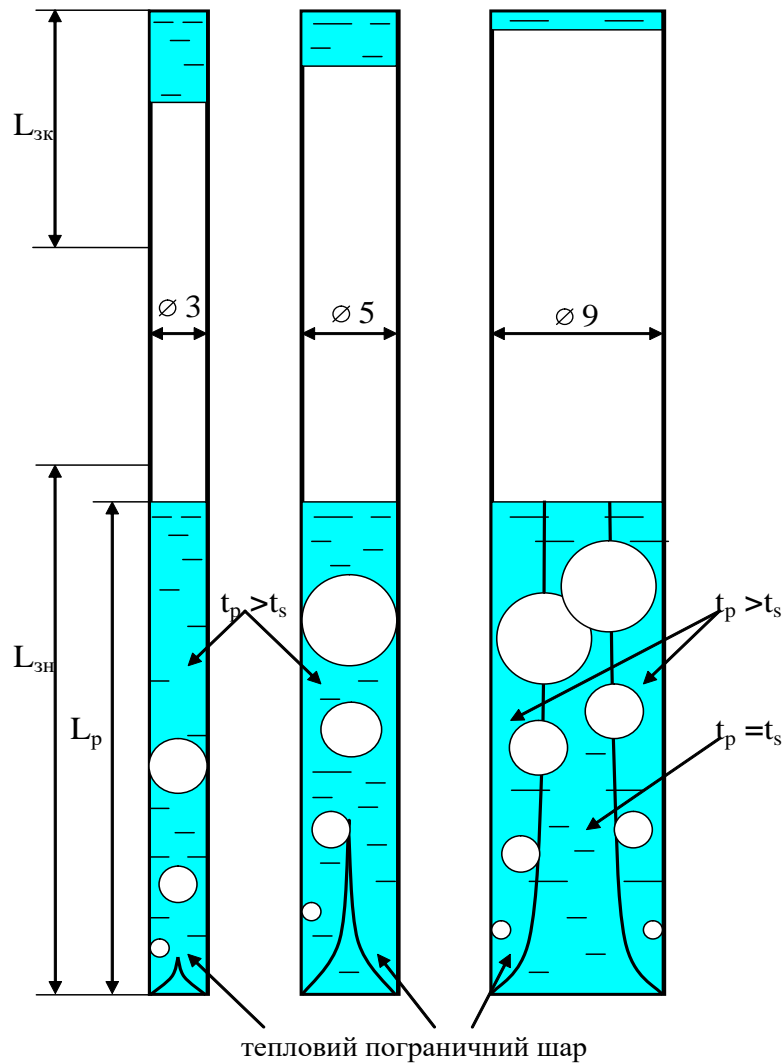


Рис. 3.1. Схема формування теплового пограничного шару в рідині зони нагріву.

Як відомо, виникнення парової бульбашки на поверхні нагріву відбувається при створенні деякого перегріву рідини відносно температури насичення  $t_s$ . Оскільки поблизу стінки термосифона в зоні нагріву сформувався перегрітий шар рідини, то при сприятливих умовах на її поверхні активується центр пароутворення. Критичний зародок парової бульбашки  $R_k$  залежить від перепаду температур  $\Delta T_{cm} = T_{cm} - T_s$ , значенню тиску в термосифоні і шорсткості поверхні теплообміну та знаходиться по залежності [50, 77]:

$$R_{kp} = \frac{2\sigma T_s}{r\rho''\Delta T_{cm}}. \quad (3.4)$$

Оскільки внутрішня поверхня термосифонів в нашому випадку була практично дзеркальною, то кількість центрів пароутворення на неї була мінімальною. Також при підведенні теплового потоку до зони нагріву від початкового значення до максимального тиск в термосифоні змінювався в широких межах. Для термосифона з внутрішнім діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  із теплоносієм – метанолом, тиск в ньому змінювався від  $0,13 \cdot 10^5 \text{ Па}$  при мінімальних теплових потоках до  $0,85 \cdot 10^5 \text{ Па}$  при максимальних.

На рис.3.2 показано залежність  $R_{kp}=f(\Delta T_{cm})$  для води, метанолу і фреону 113 при атмосферному тиску  $1 \cdot 10^5 \text{ Па}$  розрахованої по залежності (3.4). Як видно, теплофізичні властивості рідини впливають на характер пароутворення. Критичний зародок парової бульбашки з ростом  $\Delta T_{cm}$  монотонно зменшується. При чому, значення  $R_{kp}$  для води приблизно у 3 рази перевищують значення для метанолу і фреону 113. Це свідчить про те, що для активації центра пароутворення при застосуванні води необхідно використати у 3 рази більше теплової енергії ніж для метанолу і фреону 113.

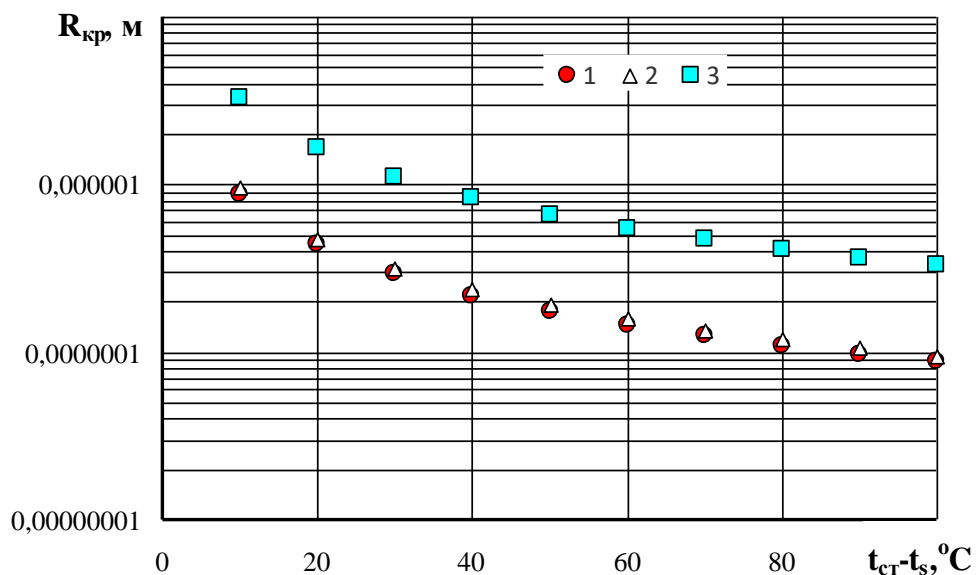


Рис. 3.2. Залежність критичного зародка парової бульбашки від перепаду температур між поверхнею нагріву і температурою насичення рідини при тиску  $1 \cdot 10^5 \text{ Па}$ : 1 – фреон 113; 2 – метанол; 3 – вода.

В основному температурний діапазон надійної роботи електронного обладнання лежить у межах від  $20^{\circ}\text{C}$  до  $100^{\circ}\text{C}$ . Для води це тиски менше  $1 \cdot 10^5 \text{Па}$ , і умови виникнення парової фази ще більш ускладнені. На рис. 3.3 показано зміну  $R_{кр}$  для води при різних тисках. Як видно, при зменшенні тиску  $R_{кр}$  збільшується, а при підвищенні перепаду температур між поверхнею нагріву і температурою насичення критичний зародок зменшується. Так при  $\Delta T_{ст} = 20^{\circ}\text{C}$  і тиску  $0,023 \cdot 10^5 \text{Па}$  значення  $R_{кр} = 5 \cdot 10^{-5} \text{м}$ , а при підвищенні тиску до  $0,124 \cdot 10^5 \text{Па}$  критичний зародок зменшується до  $R_{кр} = 1 \cdot 10^{-5} \text{м}$ . Підвищення тиску до  $1 \cdot 10^5 \text{Па}$  зменшує  $R_{кр}$  до  $1,7 \cdot 10^{-6} \text{м}$ . Також збільшення  $\Delta T_{ст}$  при одному і тому ж тиску має тенденцію суттєвого зменшення  $R_{кр}$ . Це свідчить про те, що підвищення тиску і  $\Delta T_{ст}$  сприяє полегшенню активації центрів пароутворення і кількість їх збільшується.

Як показано вище при зменшенні внутрішнього діаметру термосифона товщина цього пограничного шару може перевищувати внутрішні поперечні розміри зони нагріву. Таким чином, в залежності від величини теплового потоку і кількості заправки рідина в зоні нагріву буде в такому стані, що поліпшує активацію перших центрів пароутворення.

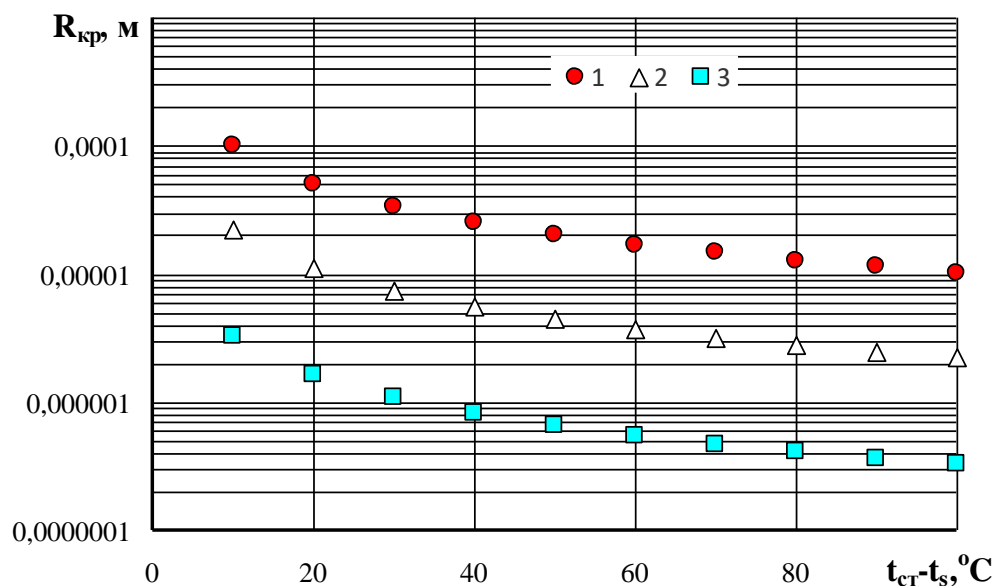


Рис. 3.3. Залежність критичного зародка парової бульбашки від перепаду температур між поверхнею нагріву і температурою насичення рідини для води при різних тисках: 1 –  $0,023 \cdot 10^5 \text{Па}$ ; 2 –  $0,124 \cdot 10^5 \text{Па}$ ; 3 –  $1 \cdot 10^5 \text{Па}$ .



В нашому випадку рідина в зоні нагріву вже при мінімальних теплових потоках була перегріта і знаходилась в метастабільному стані. Перша бульбашка, що виникала на поверхні нагріву уже знаходилася в середовищі рідини, яке було перегріте відносно температури насичення. Відривний діаметр парової бульбашки у цьому випадку буде більший ніж при кипінні у великому об'ємі і постійно зростати за рахунок випаровування перегрітої рідини на його міжфазній межі. Розрахунок по відомій залежності Фритца (3.5) [78] (рис.3.4) показує, що зменшення тиску збільшує відривні діаметри парових бульбашок  $d_o$ . Однак слід зауважити, що ця залежність справедлива лише для тиску  $1 \cdot 10^5 \text{ Па}$  і дає суттєву похибку при інших тисках.

$$d_o = 0.0208 \theta \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho' - \rho'')}} \quad (3.5)$$

Парові бульбашки від різних центрів пароутворення утворюють одну парову хмару, яка при русі всередині перегрітої рідини постійно зростає.

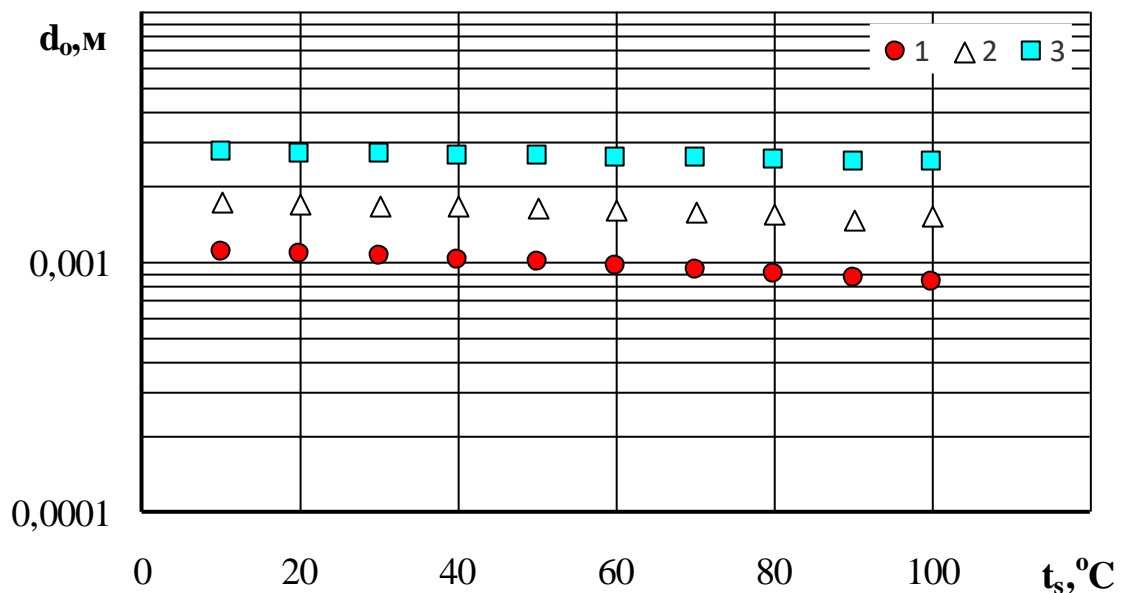


Рис. 3.4. Залежність відривного діаметра парової бульбашки від температури насичення по залежності 1 – фреон 113; 2 – метанол; 3 – вода.

Коли розміри парового утворення досягають внутрішнього діаметра термосифона, то воно за рахунок перепаду тиску між зонами нагріву і

конденсації виштовхує частину рідини над ним в зону конденсації, де вона охолоджувалася нижче температури насичення і в подальшому стікала по стінках термосифона в зону нагріву. При цьому температура стінки термосифона в зоні нагріву починає відчувати періодичні зміни (рис.3.5). На рис. 3.5 показана картина таких пульсацій температури в зоні нагріву.

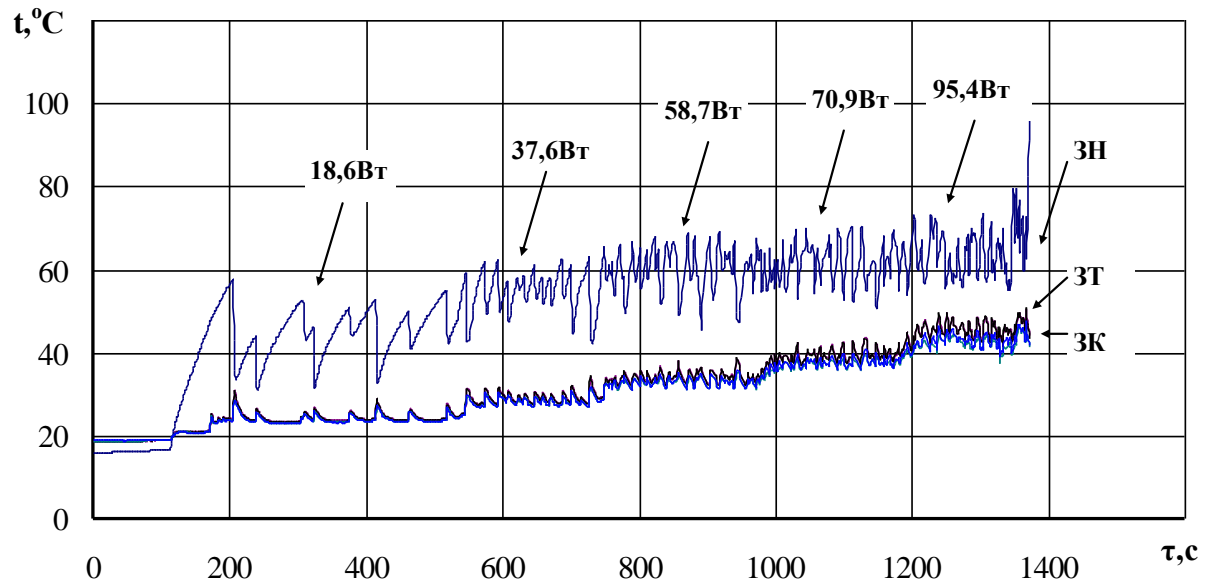


Рис. 3.5. Залежність температури стінки термосифона з внутрішнім діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3}$  м від часу при зміні теплових потоків ( $Kz=0,44$ ) (вода).

Мінімальний тепловий потік, при якому виникав процес пароутворення супроводжувався значними коливаннями температури стінки термосифона в зоні нагріву. Як видно з рис. 3.6, амплітуда пульсацій температури в зоні нагріву була значно більшою по відношенню до температури в зонах транспорту і конденсації. Це зв'язано з тим, що процес виникнення парової бульбашки є вибуховим. За короткий час в цей період відбирається значна кількість теплової енергії за рахунок фазового переходу. Після викиду частини теплоносія в зону конденсації, температура в зоні нагріву миттєво знижувалася і центр пароутворення затухав. Тепловий пограничний шар руйнувався, температура стінки зони нагріву знижувалася і, в подальшому, починалася фаза його формування з поступовим зростанням температури до виникнення наступної парової бульбашки. Далі процес повторювався. При

малих теплових потоках амплітуда пульсацій температури була значною і доходила в деяких режимах до  $40^{\circ}\text{C}$ . При цьому період пульсацій між активаціями центрів пароутворення досягав  $250\text{с}$ .

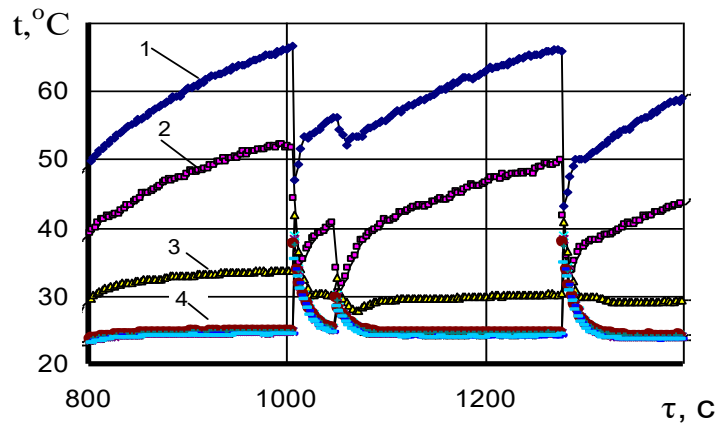


Рис. 3.6. Температурні пульсації в зонах теплообміну термосифона з  $d_{nn}=9\cdot 10^{-3}\text{м}$  при тепловому потоці  $Q = 20\text{Вт}$ : 1,2,3 – температури в нижній середній і верхній точках зони нагріву; 4 – температура в зоні транспорту і конденсації.

Температурний рівень по довжині зони нагріву був різний. У верхній області товщина перегрітого шару була більше по відношенню до середньої і нижньої, і тому ймовірність виникнення парових бульбашок була вище. Перегрів температури  $t_{cm}$  відносно  $t_s$  у верхній частині досягав  $10^{\circ}\text{C}$ , в середній  $25^{\circ}\text{C}$ , а в нижній  $40^{\circ}\text{C}$ . Такий розподіл температур зв'язан з товщиною теплового пограничного шару, яка збільшувалася з висотою зони нагріву. На цей процес також впливала висота рідини, яка заповнювала зону нагріву у вигляді коефіцієнта заповнення. Незважаючи на це активація першого центра пароутворення приводила до лавиноподібного зниження температури в зоні нагріву. Що приводило до зупинення дії центру пароутворення і починався період очікування, при якому формувался тепловий пограничний шар до виникнення наступної парової бульбашки. Підвищення значення теплового потоку зменшувало час періоду очікування і частота виникнення парових бульбашок підвищувалася. Амплітуда пульсацій

температури також знижувалася і при подальшому підвищенні теплового потоку вона досягала мінімального значення і практично була непомітна. Так, при тепловому потоці  $Q = 50 \text{ Вт}$  (рис.3.7) амплітуда пульсацій температури знижувалась до  $20^\circ\text{C}$ , а при  $Q = 200 \text{ Вт}$  (рис.3.8) пульсації температури практично припинялися.

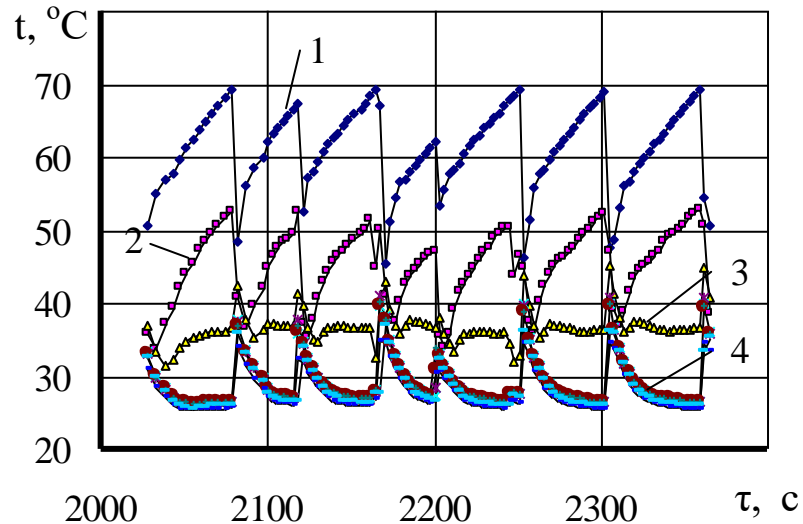


Рис.3.7. Температурні пульсації в зонах теплообміну термосифона з  $d_{nn}=9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  при тепловому потоці:  $Q = 50 \text{ Вт}$ : 1,2,3 – нижня середня і верхня точки зони нагріву; 4 – зони транспорту і конденсації.

При максимальних теплових потоках, коли тиск в термосифоні підвищувався, відривні діаметри парових бульбашок зменшувались і таке явище, як викид рідкої фази в зону конденсації був уже незначним. Якщо заповнення зони нагріву теплоносієм було не повним, то верхня частина зони нагріву змочувалася плівкою конденсату, що стікав з зони конденсації. При цьому плівка достатньо швидко висихала і температура на даній ділянці підвищувалася (рис.3.8 крива 3). Таке спостерігалось тільки при  $K_3 < 1,0$ .

Отримані експериментальні дані по максимальним амплітудам температурних пульсацій в зоні нагріву  $A_t$  з розкідом  $\pm 35\%$  узагальнюються залежністю з [79]:

$$A_t = 75 \cdot K_3^{1.5} \cdot G^{-0.42} \cdot q_{3H}^{-0.6} \left( \frac{d_{6H}}{l_{3H}} \right). \quad (3.6)$$

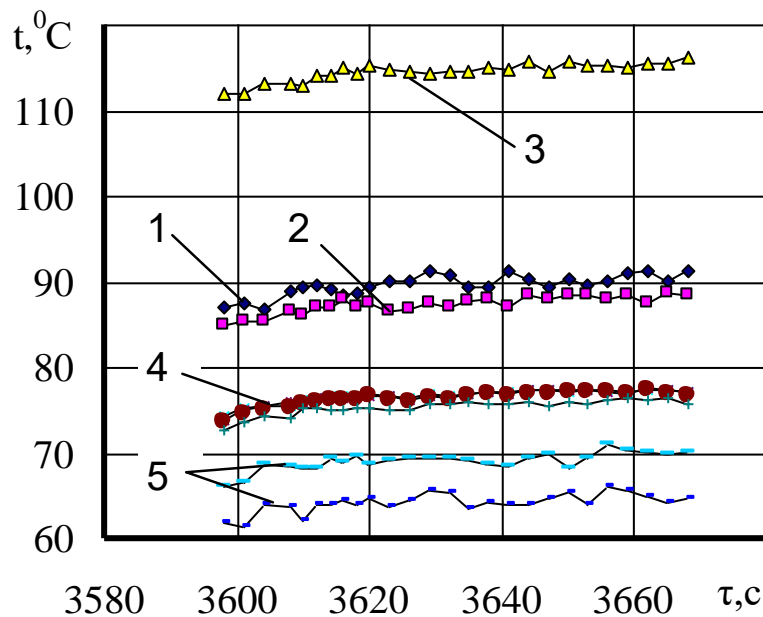


Рис.3.8. Температурні пульсації в зонах теплообміну термосифона з  $d_{nn}=9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  (теплоносій – вода) при тепловому потоці  $Q = 200 \text{ Вт}$ : 1,2,3 – нижня середня і верхня точки зони нагріву; 4 – зона транспорту; 5 – зона конденсації.

Слід зазначити, що амплітуда температурних пульсацій стінки термосифона залежить від матеріалу, товщини стінки і її теплофізичних властивостей. А залежність (3.5) справедлива тільки для мідних мініатюрних термосифонів з товщиною стінки  $0,5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . Попередні експерименти зі скляними термосифонами показали, що температура стінки практично не змінювалася, але пульсаційний характер переносу теплоти з зони нагріву до зони конденсації спостерігався.

Для елементів радіоелектронних приладів важною характеристикою є стабільність температури в зоні нагріву системи охолодження. Тому пульсації температури в цієї зоні повинні бути мінімальними, або зовсім відсутні. Для забезпечення таких умов необхідно вибирати такі геометричні характеристики мініатюрних термосифонів щоб процеси теплообміну на

внутрішній поверхні зони нагріву не позначалися на їх зовнішній поверхні. Це може бути збільшення товщини стінки термосифона, що впливає на підвищення теплової інерційності. А також можна вибирати теплоносії при якому пульсації температури практично не спостерігалися, наприклад, метанол і фреон 113.

Важною характеристикою при оцінці теплопередавальної спроможності мініатюрних термосифонів є також період таких пульсацій. Підвищення теплового потоку призводить до монотонного зменшення часу періоду пульсацій температури (рис.3.9). Так при тепловому потоку 30Вт час між викидами теплоносія із зони нагріву до зони конденсації досягав приблизно 80 секунд. Це той час коли в зоні нагріву формувався тепловий пограничний шар до активації наступного центру пароутворення.

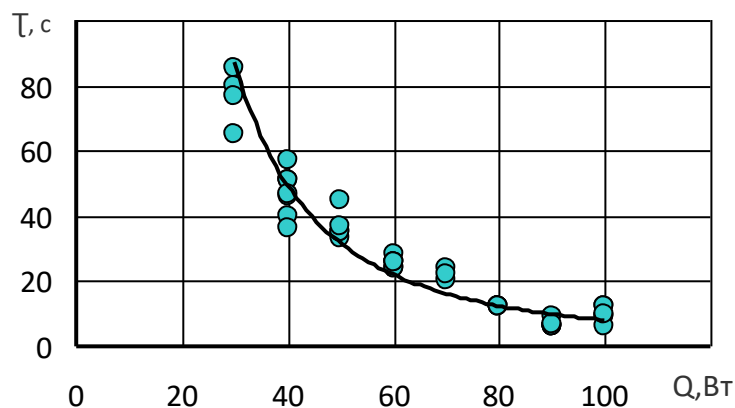


Рис. 3.9. Залежність періоду пульсацій температури від теплового потоку, що передається ( $d_{mn}=9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ;  $Kz=0,8$ ; теплоносії – вода).

Збільшення теплового потоку призводило до підвищенню тиску всередині термосифона, що в свою чергу зменшувало відривні діаметрі парових бульбашок та їх кількість. В подальшому частота викидів теплоносія збільшувалася і в кінці кінців таке явище зупинялося. Експериментальні дані, що наведені на рис.3.9 описуються наступною залежністю:

$$\tau = 7.5 \cdot 10^3 Q^{-2}. \quad (3.7)$$

Ця залежність справедлива для мініатюрного термосифона з внутрішнім діаметром  $d_{nn} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  і довжиною 0,7м при заповненні його водою з коефіцієнтом заповнення 0,8. В [79] показано, що існує вплив  $K_z$  на період пульсацій і представлена залежність:

$$\tau = 2 \cdot 10^6 K_z^{1.5} q_{zn}^{-1.17}. \quad (3.8)$$

Співставлення даних цього дослідження з залежністю (3.8) показав, що розбіжність між розрахунком та експериментом не перевищує 30%.

### 3.2 Температурні режими роботи мініатюрних термосифонів

В результаті проведених досліджень отримані дані для мініатюрних термосифонів із внутрішніми діаметрами від  $3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  до  $9,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  (див. таблицю 2.1). На рисунках 3.9...3.13 приведені розподіли температур по довжині термосифонів із внутрішнім діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . Видно, що зі зростанням теплового потоку, що відводиться, температура в зоні нагріву підвищується значно швидше, ніж в зонах транспорту і конденсації. Показником нормальної роботи термосифонів, як видно з графіків, є ізотермічність зон теплообміну. Крутість ліній температури на стиках зони нагрівання і транспортної зони, а також зони транспорту і зони конденсації залежить від переходу теплоти по корпусу термосифонів в осьовому напрямку і визначається теплопровідністю корпусу і товщиною його стінки. Розташування у просторі було вибрано вертикальне ( $+90^\circ$ ). При вертикальному положенні повернення теплоносія у зону нагріву відбувалося у вигляді плівки по внутрішній поверхні термосифона за рахунок гравітаційних сил. При інших кутах нахилу теплоносій повертався в зону нагріву у вигляді струмочка по нижньої твірної.

При збільшенні теплового потоку температура у зоні нагріву підвищувалася і була приблизно однаковою по довжині цієї зони (рис.3.10, лінії 1 і 2).

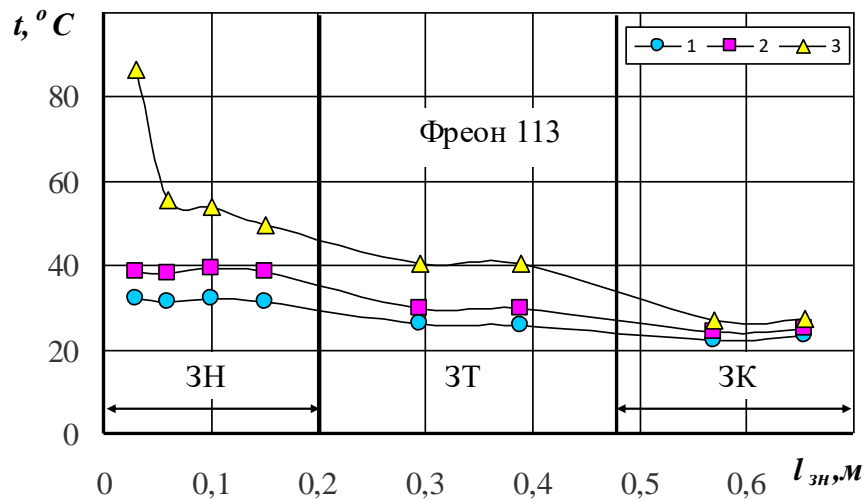


Рис. 3.10. Розподіл температури по довжині термосифону внутрішнім діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3}$  м при вертикальному розташуванні у просторі ( $K_z=0,5$ ,  $G=4,9 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $t_{ox} \sim 20$  °C). Тепловий потік  $Q$ : 1 – 10 Вт; 2 – 17 Вт; 3 – 32 Вт.

Однак, при наближенні до максимального теплового потоку у зоні нагріву спостерігалася різка неізотермічність поверхні. Причому значне підвищення температури було у нижній частині зони нагріву (рис.3.10, лінія 3). Це є свідченням появи у цьому місті парової плівки і початку осушення поверхні, що може привести до неконтрольованого росту температури у нижній частині термосифона і в подальшому руйнації його стінки. Зменшення довжини зони нагріву, що є наслідком збільшення коефіцієнта заповнення, приводить до зменшення максимальних теплових потоків  $Q_{max}$  (рис.3.11, рис.3.12). Так, для  $K_z=0,5$  максимальний тепловий потік був на рівні 32Вт. В той же час при  $K_z = 1,02$ ,  $Q_{max} = 23$ Вт (рис.3.10), а при  $K_z = 2,04$  максимальний тепловий потік зменшувався до  $Q_{max} = 18$ Вт (рис.3.12).



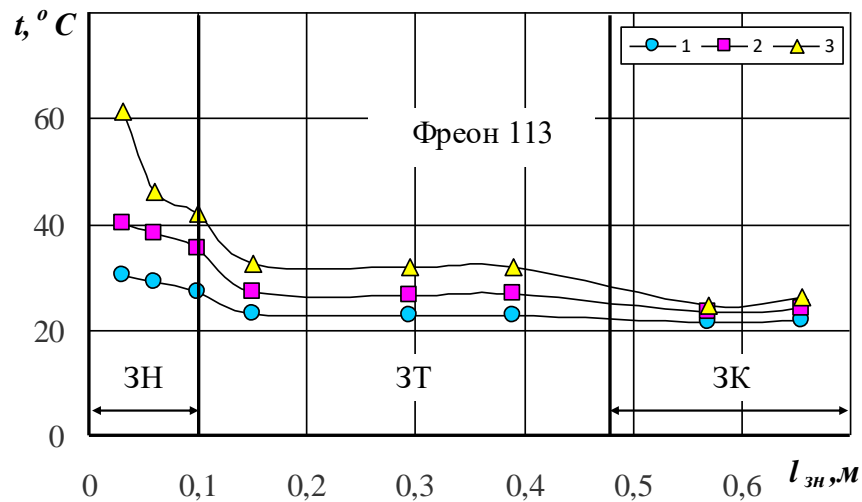


Рис. 3.11. Розподіл температури по довжині термосифону внутрішнім діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3} m$  при вертикальному розташуванні у просторі ( $K_z = 1,02$ ,  $G = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ ,  $t_{ox} \sim 20^\circ C$ ). Тепловий потік  $Q$ : 1 – 4,5Вт; 2 – 12Вт; 3 – 23Вт.

Температурний рівень зони нагріву при однаковій кількості теплоносія також залежить від її довжини. При цьому коефіцієнт заповнення змінюється, що приводить до створення різних умов тепловіддачі в зоні нагріву. Процес пароутворення на внутрішній поверхні цієї зони при коефіцієнті заповнення менше 1,0 складається з двох різних процесів. Одна частина зони нагріву (нижня) заповнена теплоносієм, а верхня знаходиться в умовах стікання плівки конденсату. В залежності від товщини плівки інтенсивність тепловіддачі в цієї зоні буде різною. При малих теплових потоках зменшення товщини плівки після  $\delta_p \sim 0,5 \cdot 10^{-3} m$  [50] приводить до підвищення коефіцієнтів тепловіддачі при кипінні. Тому на ділянках зони нагріву де має місце контакт плівки конденсату середня температура менша ніж на ділянці контакту з рідиною.

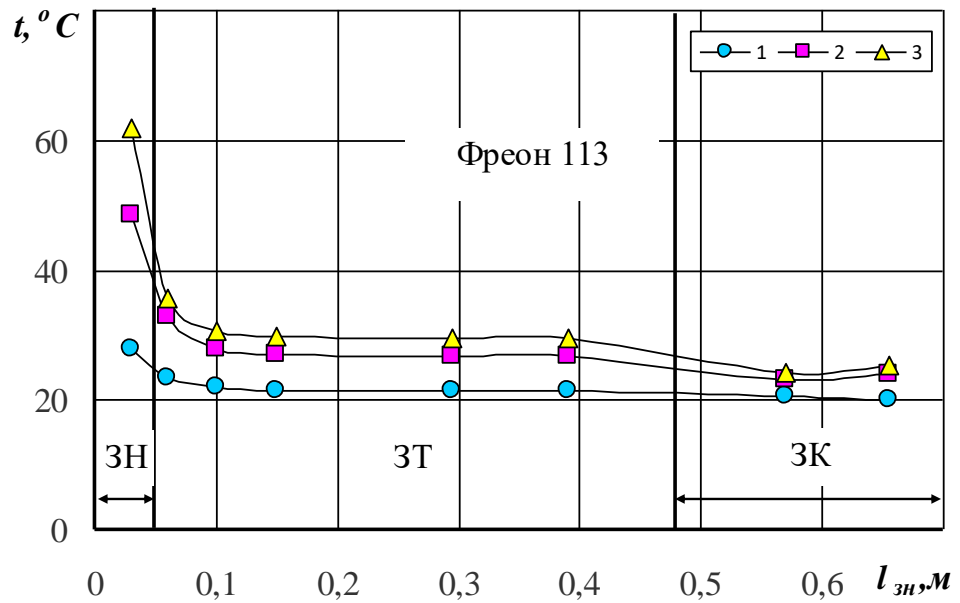


Рис. 3.12. Розподіл температури по довжині термосифону з внутрішнім діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3} м$  при вертикальному розташуванні у просторі ( $K_3=2,04$ ,  $G=4,9 \cdot 10^{-3} кг/с$ ,  $t_{ох.} \sim 20 °C$ ). Тепловий потік  $Q$ : 1 – 2 Вт; 2 – 12 Вт; 3 – 18 Вт.

При цьому, якщо розглядати температурний рівень зон транспорту і конденсації, то видно (рис.3.13), що він практично однаковий при одному і тому же тепловому потоці. Відмінності спостерігаються тільки в зоні нагріву. При збільшенні  $K_3$ , коли кількість рідини перевищує об'єм простору зони нагріву, середній температурний рівень зони нагріву також підвищується. Фізично це можна пояснити тим, що процес евакуації парової фази при збільшенні рідини погіршується за рахунок додаткового опору верхньої частини рідини над зоною нагріву.

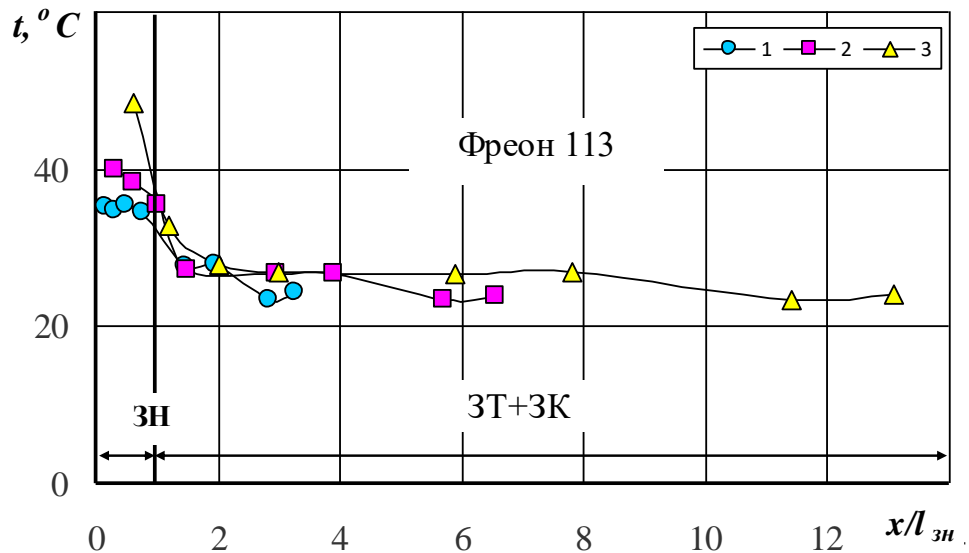


Рис. 3.13. Вплив коефіцієнта заповнення на розподіл температури по довжині термосифону  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м при тепловому потоку  $Q = 12 \pm 0,5$  Вт ( $G = 4,9 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $t_{\text{ох}} \sim 20$  °C).  $K_z$ : 1 – 0,5; 2 – 1,02; 3 – 2,04.

Теплофізичні властивості теплоносіїв також в основному впливають тільки на температурний рівень зони нагріву, що показано на рис.3.14.

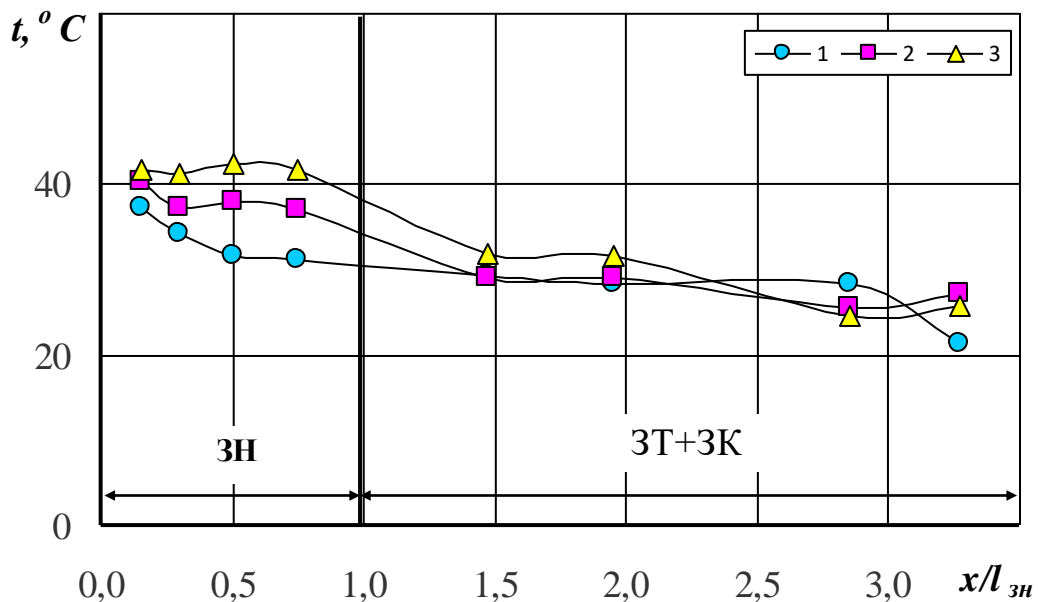


Рис. 3.14. Сумісна картина розподілу температури по довжині термосифону внутрішнім діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3}$  м при тепловому потоку  $Q = 22 \pm 0,5$  Вт ( $G = 4,9 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $t_{\text{ох}} \sim 20$  °C,  $K_z \approx 0,5$ ). Теплоносії 1 – вода; 2 – метанол; 3 – фреон-113.

Приблизно такий же був вплив  $K_3$  на розподіл температури по довжині термосифонів де в якості теплоносіїв використовувалися метанол і вода (рис.3.15, рис.3.16).

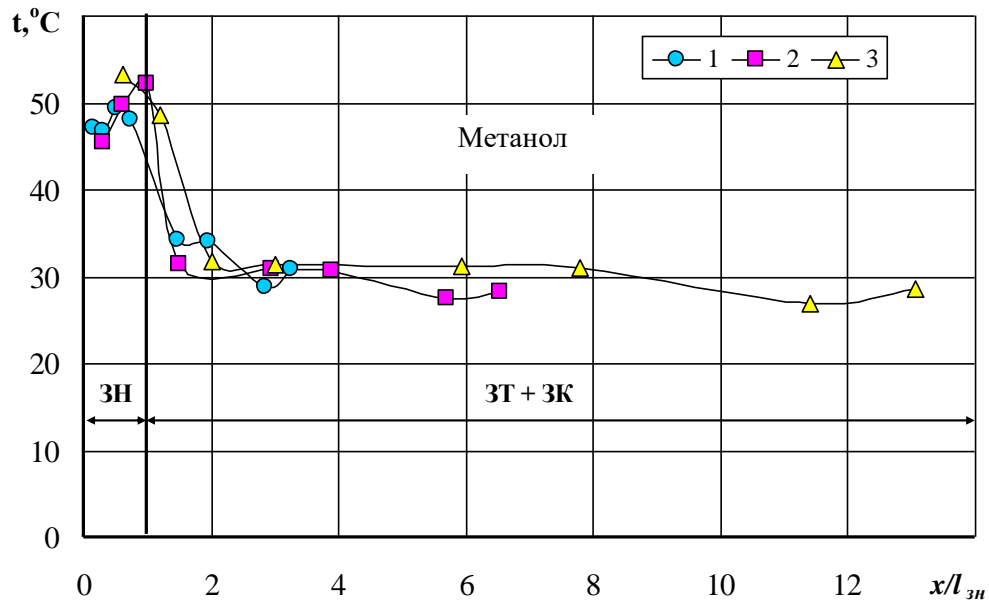


Рис. 3.15. Розподіл температури по довжині термосифону внутрішнім діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3}$  м при тепловому потоку  $Q = 30 \pm 0,5$  Вт ( $G = 4,9 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $t_{ox} \sim 20$  °С). Коефіцієнт заповнення  $K_3$ : 1 – 0,49; 2 – 0,98; 3 – 1,96.

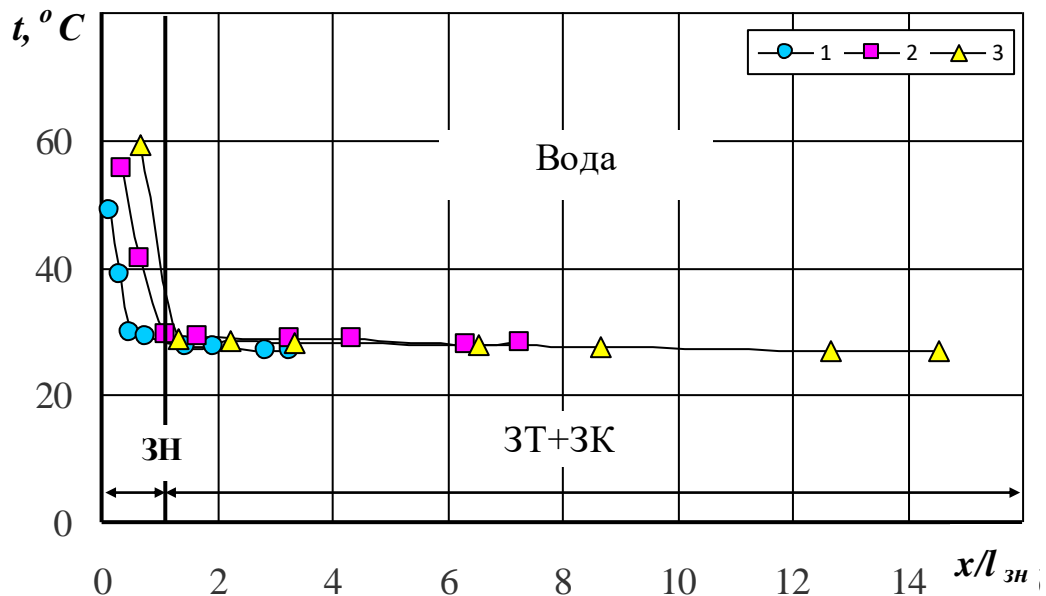


Рис. 3.16. Розподіл температури по довжині термосифону внутрішнім діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3}$  м при тепловому потоку  $Q = 24 \pm 0,5$  Вт ( $G = 4,9 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $t_{ox} \sim 20$  °С). Коефіцієнт заповнення  $K_3$ : 1 – 0,44; 2 – 0,96; 3 – 1,92.

Важливою характеристикою термосифонів є перепад температур між зонами нагріву і конденсації, що має суттєвий вплив на їх термічний опір. В залежності від виду теплоносія теплопередавальні характеристики термосифонів будуть різні. Так, на рис.3.17 показано залежність  $\Delta t = t_{\text{зн}} - t_{\text{зк}}$  від теплового потоку, що відводиться, для різних теплоносіїв (вода, метанол, фреон 113).

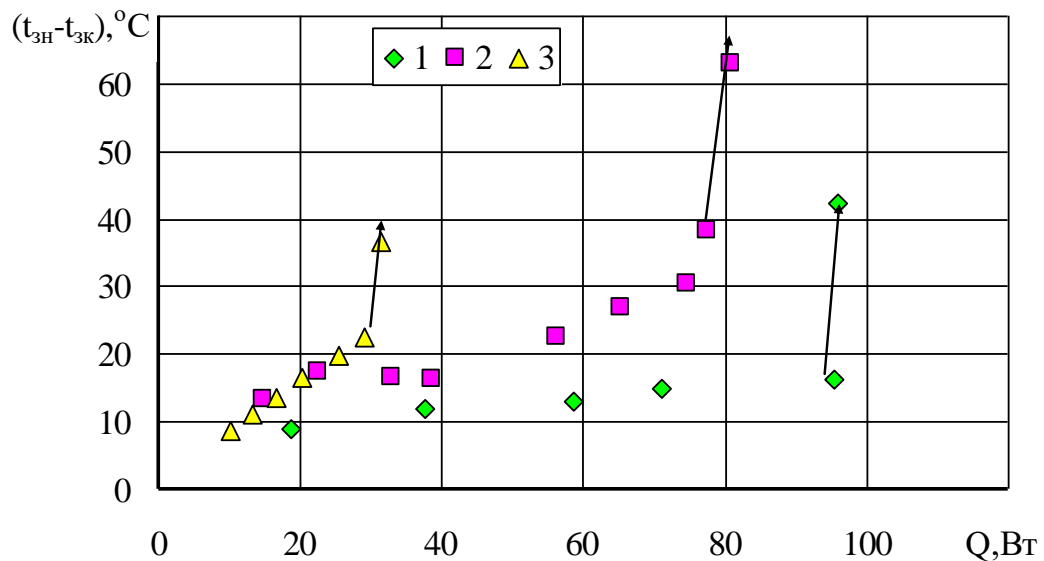


Рис. 3.17. Залежність перепаду температур між зоною нагріву і конденсації від  $Q_{\text{від}}$  для термосифона діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  і  $K_s \sim 0,5$  (витрата -  $G = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ ,  $t_{\text{ох}} \sim 20^\circ \text{C}$ ). Рідина: 1 – вода; 2 – метанол; 3 – фреон 113.

Як видно з рисунка 3.17 найменший перепад температур спостерігається при використанні води в якості теплоносія. Застосування в якості теплоносіїв метанолу і фреону 113 зменшує теплопередавальну спроможність і підвищує  $\Delta t$  у порівнянні з водою. Це зв'язано з особливостями теплофізичних властивостей цих теплоносіїв. Так теплота пароутворення  $r$  у фреону 113 при температурі насичення  $t_s = 30^\circ \text{C}$  у 80 разів менше ніж у метанолу і у 160 разів менше ніж у води.

Монотонне зростання  $\Delta t$  з підвищенням значення теплового потоку іде до максимальних  $Q$ . Подальший ріст  $Q$  призводить до різкого підвищення температури в зоні нагріву і суттєвого росту  $\Delta t$  (показано стрілками). Це зв'язано зі зміною режиму кипіння в зоні нагріву при виникненні плівкового

кипіння. В зоні конденсації навпаки температура стінки падає, оскільки кількість пари що надходить від зони нагріву зменшується.

Вплив коефіцієнта заповнення  $K_z$  на теплопередавальну здатність термосифона показано на рис.3.18. При однакових умовах охолодження зони конденсації кількість теплоносія в зоні нагріву суттєво впливає на температурні показники мініатюрного термосифона. Як видно, збільшення  $K_z$  приводить до зменшення теплопередавальної здатності термосифона і підвищення перепаду температур між зонами нагріву і конденсації. При цьому максимальний тепловий потік спостерігався при  $K_z = 0,44$ . В [80] було показано, що зростання  $Q_{max}$  спостерігалось при підвищенні  $K_z$  від 0,1 до 0,3 і в подальшому він не змінювався до 0,5. В нашому випадку діапазон  $K_z$  виходив за цю область і спостерігався інший характер зміни  $Q_{max}$ . Зростання  $K_z$  знижувало  $Q_{max}$  і суттєво підвищувало перепад температур між зонами нагріву і конденсації. Такий характер впливу  $K_z$  на  $Q_{max}$  можна пояснити різними умовами проведення експерименту.

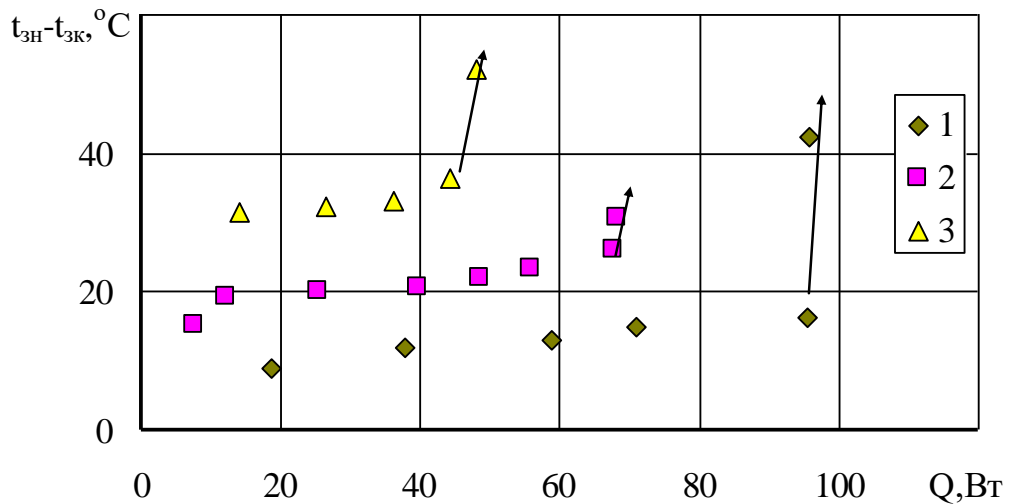


Рис. 3.18. Залежність перепаду температур між зонами нагріву і конденсації для термосифона діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3}$  м і (вода,  $G = 4,9 \cdot 10^{-3}$  кг/с,  $t_{ox} \sim 20$  °C). Коефіцієнт заповнення  $K_z$ : 1 – 0,44; 2 – 0,96; 3 – 1,92.

Підвищення температури насичення  $t_s$ , яке досягалося зміною температури зовнішньої води, що охолоджувала зону конденсації, також впливало на  $Q_{max}$ . Причому підвищення її температури приводило до

зростанню максимальних теплових потоків, що передаються термосифоном (рис. 3.19).

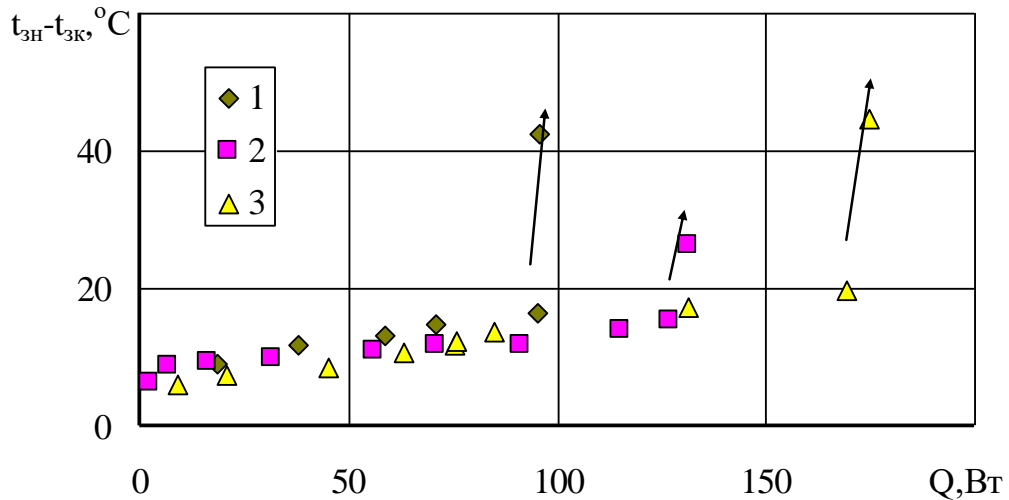


Рис. 3.19. Залежність перепаду температур між зоною нагріву і конденсації від  $Q_{від}$  для термосифона діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  ( $G = 4,9 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ , вода,  $K_3 = 0,44$ ). 1 –  $t_{ox} \sim 20^\circ \text{C}$ ; 2 –  $t_{ox} \sim 30^\circ \text{C}$ ; 3 –  $t_{ox} \sim 40^\circ \text{C}$ .

Зменшення інтенсивності зовнішнього охолодження зони конденсації, яке викликане зниженням витрати води через зовнішній конденсатор, приводить до підвищення теплових потоків, що передаються (рис. 3.20). Так, при  $G = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ , що відповідає  $\alpha \approx 1250 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ , максимальний тепловий потік досягає близько 150 Вт. В той же час підвищення витрати більше ніж у 2,5 рази ( $G = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ ) сприяє незначному росту коефіцієнтів тепловіддачі  $\alpha \approx 1300 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ , однак максимальний тепловий потік знижується приблизно до 100 Вт. При подальшому підвищенні витрати до  $G = 7,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$  ( $\alpha \approx 1500 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$ ) максимальний тепловий потік на перевищував 70 Вт. Такий характер впливу зовнішнього охолодження на  $Q_{max}$  можна пояснити тим, що це приводить до зміни температури насичення і тиску всередині термосифонів (рис. 3.21, рис. 3.22). А як відомо [10,62], при збільшенні тиску інтенсивність тепловіддачі при кипінні зростає і теплопередавальні характеристики термосифонів поліпшуються.

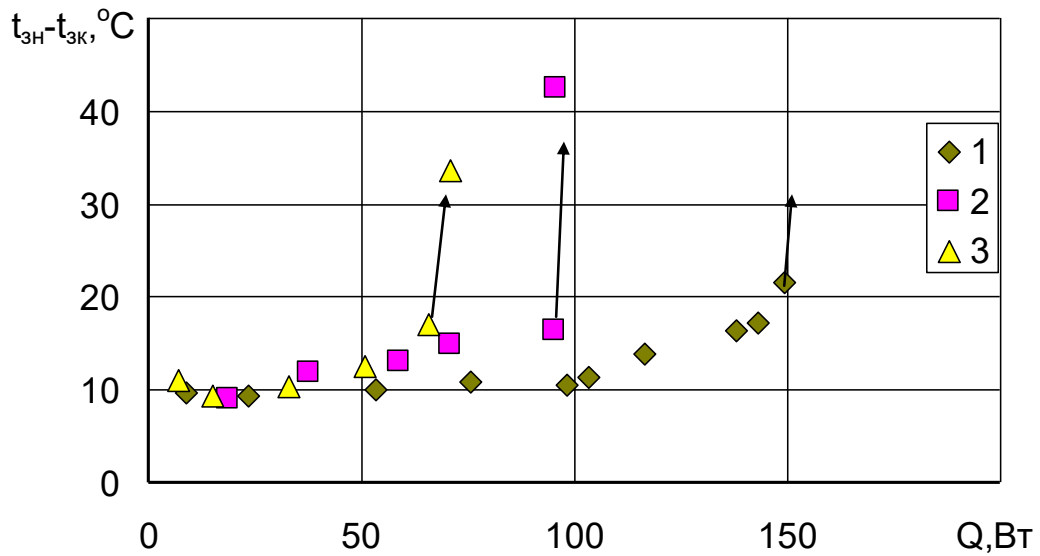


Рис. 3.20. Залежність перепаду температур між зоною нагріву і конденсації від  $Q_{від}$  для термосифона діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  ( $t_{ox.} \sim 20^\circ \text{C}$ , вода,  $K_3=0,44$ ). Інтенсивність тепловіддачі до води на зовнішній ділянці зони конденсації: 1 –  $\alpha \approx 1250 \text{ Вт/м}^2 \text{K}$  ( $G = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ ); 2 –  $\alpha \approx 1300 \text{ Вт/м}^2 \text{K}$  ( $G = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ ); 3 –  $\alpha \approx 1500 \text{ Вт/м}^2 \text{K}$  ( $G = 7,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ ).

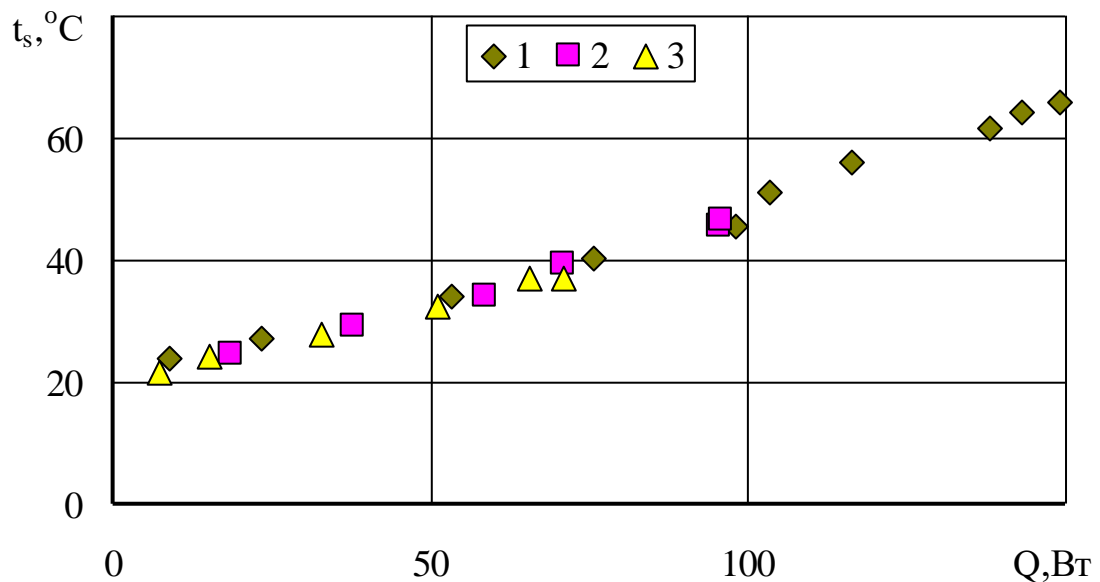


Рис. 3.21. Залежність температури насичення у термосифоні діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  від  $Q_{від}$  при різній інтенсивності тепловіддачі до води на зовнішній ділянці зони конденсації ( $t_{ox.} \sim 20^\circ \text{C}$ , вода,  $K_3=0,44$ ): 1 –  $\alpha \approx 1250 \text{ Вт/м}^2 \text{K}$  ( $G = 1,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ ); 2 –  $\alpha \approx 1300 \text{ Вт/м}^2 \text{K}$  ( $G = 4,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ ); 3 –  $\alpha \approx 1500 \text{ Вт/м}^2 \text{K}$  ( $G = 7,8 \cdot 10^{-3} \text{ кг/с}$ ).



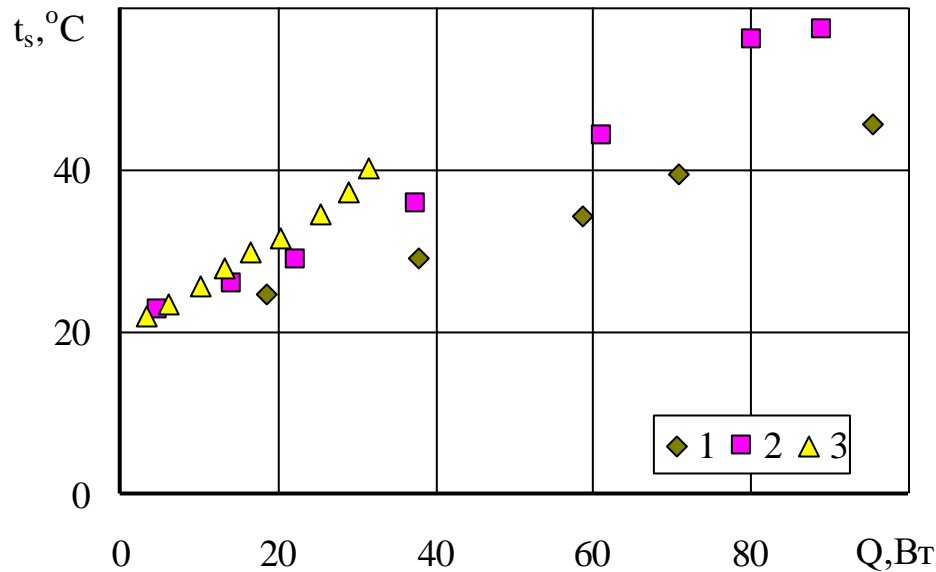


Рис. 3.22. Залежність температури насичення всередині термосифона діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3}$  м від  $Q_{від}$  при однаковій інтенсивності тепловіддачі до води на зовнішній ділянці зони конденсації  $\alpha \approx 1300 \text{ Вт/м}^2 \text{ К}$  ( $t_{охл.} \sim 20^\circ \text{C}$ ,  $K_3 \sim 0,45$ ): 1 – вода; 2 – метанол; 3 – фреон 113.

### 3.3 Висновки по розділу 3

Експериментальне дослідження температурного режиму мініатюрних термосифонів показало, що існують багато факторів, які впливають на їх теплопередавальні характеристики. Наведемо вплив основних з них.

1. Показано, що зменшення внутрішнього діаметра термосифона приводить до ситуації, яка змінює температурний рівень рідини. Температура рідини в зоні нагріву перевищує температуру насичення. Рідина в цій зоні знаходиться у метастабільному стані.

2. Фізично представлено виникнення пульсаційного характеру теплопередачі у мініатюрних термосифонах. Розкрито механізм цього явища і вплив основних чинників.

3. Вперше отримані дані впливу коефіцієнта заповнення на температурний рівень мініатюрних термосифонів. Показано, що основний вклад у градієнт температури між зонами теплообміну спостерігається в зоні нагріву. Збільшення коефіцієнта заповнення підвищує перепад температур

між зонами теплообміну і знижує максимальний тепловий потік, що відводиться.

4. Показано вплив інтенсивності тепловіддачі зовнішнього охолодження зони конденсації на температурний рівень і максимальний тепловий потік мініатюрних термосифонів. Підвищення інтенсивності тепловіддачі зовнішнього охолодження зони конденсації зменшує теплопередавальну здатність термосифонів.

## РОЗДІЛ 4

### ІНТЕНСИВНІСТЬ ТЕПЛОВІДДАЧІ В ЗОНАХ ТЕПЛООБМІНУ МІНІАТЮРНИХ ТЕРМОСИФОНІВ

При створенні систем охолодження для елемента електронної техніки задається робочий діапазон температур при теплових потоках, що цей прилад виділяє. Тому, при малих габаритах такого елемента, вибирається відповідний тип термосифонів. Для розрахунку теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів необхідно знати інтенсивність тепловіддачі в кожній із зон теплообміну. При умові, що початок передачі теплоти в таких термосифонах супроводжується пульсаційними явищами, які зв'язані зі снарядним рухом теплоносія, то відповідно і коефіцієнти тепловіддачі змінюються у часі.

#### 4.1 Термічний опір мініатюрних двофазних термосифонів

Сумарний термічний опір термосифонів складається з окремих опорів, що характеризують процеси передачі теплової енергії. Він дорівнює:

$$R_{\Sigma} = R_{\text{зн}}^{\text{ст}} + R_{\text{зн}} + R_{\text{пп}} + R_{\text{зк}} + R_{\text{зк}}^{\text{ст}}, \quad (4.1)$$

де,  $R_{\text{зн}}^{\text{ст}}$ ,  $R_{\text{зк}}^{\text{ст}}$  - термічні опори стінки термосифона в зонах нагріву і конденсації;  $R_{\text{зк}}$ ,  $R_{\text{зн}}$  - термічні опори тепловіддачі в зонах нагріву і конденсації;  $R_{\text{пп}}$  - термічний опір у паровому каналі.

Термічні опори через стінку термосифона в зонах нагріву і конденсації  $R_{\text{зн}}^{\text{ст}}$ ,  $R_{\text{зк}}^{\text{ст}}$  можна розрахувати по його відомим геометричним і теплофізичним параметрам. Ці термічні опори в основному залежать від товщини стінок, матеріалу і густини теплового потоку, що передається. В нашому випадку для мідного термосифону діаметром  $6 \cdot 10^{-3}$  м і товщини стінки  $0,5 \cdot 10^{-3}$  м при довжині зони нагріву 0,2 м значення  $R_{\text{зн}}^{\text{ст}}$ ,  $R_{\text{зк}}^{\text{ст}}$  не перевищує  $0,4 \cdot 10^{-3}$  К/Вт. Це

значно нижче ніж термічний опір тепловіддачі в зонах нагріву і конденсації (приблизно на три порядки). Таким чином термічні опори  $R_{\text{зн}}^{\text{ст}}$ ,  $R_{\text{зк}}^{\text{ст}}$  в рівнянні (4.1) не враховуються.

В зоні транспорту термічний опір  $R_{\text{тп}}$  залежить від особливостей гідродинаміки течії паро рідинної суміші в паровому каналі. Як показано в [81,82,83]  $R_{\text{тп}}$  при швидкостях руху пари більше 0,2 швидкості звуку для теплоносія в умовах теплообміну в замкненому просторі термосифонів стає близьким до  $R_{\text{зк}}$  і  $R_{\text{зн}}$  ( $Ma$  – число Маха  $> 0,2$ ).

Розрахунок швидкості руху пари в термосифоні по рівнянню (4.2) дає значення, яке залежить від теплового потоку  $q$ , відповідно, від внутрішнього тиску. Ця швидкість також залежить від товщини плівки конденсату, яка зменшує паровий простір. При розрахунку  $W_{\text{п}}$  не враховується ефект захвата деякої частини плівки конденсату і виносу її в зворотному напрямку.

$$W_{\text{п}} = \frac{Q_{\text{сид}}}{r \rho'' F_{\text{тп}}}, \quad (4.2)$$

де  $F_{\text{тп}}$  – площа поперечного перерізу парової частини термосифона з врахуванням товщини плівки рідини, що стікає із зони конденсації в зону нагріву.

Для розрахунку площі поперечного перерізу парового каналу необхідно визначити товщину плівки конденсату у зоні транспорту. На рис.4.1 приведена реальна схема функціонування термосифону і визначення діаметра парового простору. Тоді площа  $F_{\text{тп}}$  дорівнює:

$$F_{\text{тп}} = \frac{\pi d_{\text{тп}}^2}{4}, \quad (4.3)$$

де  $d_{\text{тп}}$  – діаметр парового простору з урахуванням товщини плівки конденсату  $\delta_{\text{р}}$ :

$$d_{\text{тп}} = d_{\text{вн}} - 2\delta_{\text{р}} \quad (4.4)$$

Як показано у [84] товщина плівки визначається наступною залежністю:

$$\delta_p = \left( \frac{3 \cdot \nu' \cdot \Gamma}{\rho' \cdot g} \right)^{1/3}, \quad (4.5)$$

де  $\Gamma$  – щільність зрошення внутрішньої поверхні термосифона:

$$\Gamma = \frac{Q_{\text{вн}}}{r \cdot \pi \cdot d_{\text{вн}}} \quad (4.6)$$

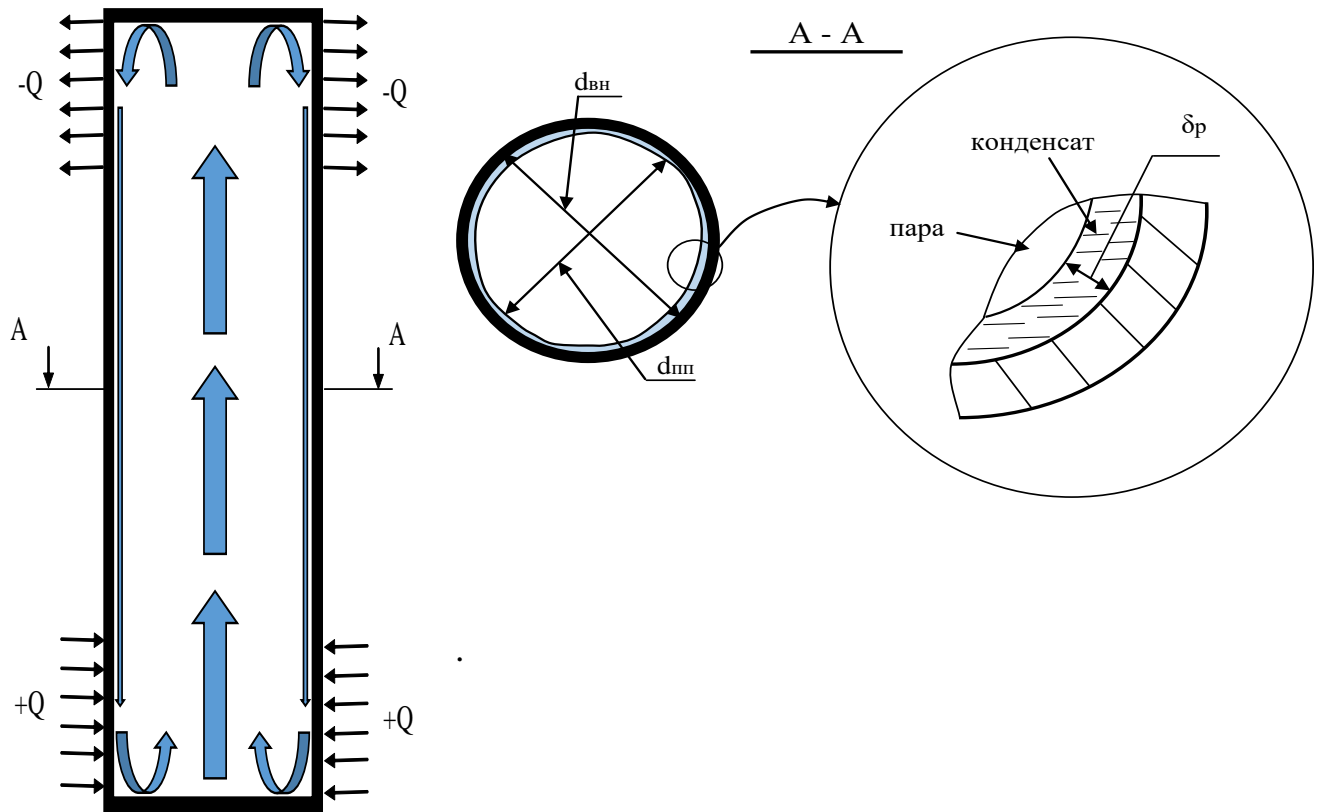


Рис. 4.1. Схема визначення внутрішнього діаметру парового простору у зоні транспорту з урахуванням товщини плівки конденсату.

Підвищення значення теплового потоку, що відводиться, призводить до того, що кількість конденсату збільшується і одночасно зменшується діаметр парового простору. На рис. 4.2 показано залежність щільності зрошення від теплового потоку, що відводиться термосифонами з внутрішніми діаметрами  $3 \cdot 10^{-3}$  м,  $5 \cdot 10^{-3}$  м і  $9 \cdot 10^{-3}$  м. В якості теплоносія використовувалася вода. Як видно з рисунку збільшення діаметру термосифона приводить до зростання щільності зрошення  $\Gamma$  і відповідно зменшенню діаметру парового простору.

Це в свою чергу приводить до підвищення швидкості пари, що рухається від зони нагріву до зони конденсації. Однак це спостерігається тільки для діаметрів  $3 \cdot 10^{-3}$  м і  $5 \cdot 10^{-3}$  м, тому що в даному випадку товщина плівки конденсату є сумірна з внутрішнім діаметром термосифона. При більших  $d_{\text{вн}}$  ( $9 \cdot 10^{-3}$  м) товщина плівки конденсату настільки мала, що не вносить суттєвих змін у характер руху парової фази. У даному випадку швидкість руху пари залежить тільки від інтенсивності тепловіддачі в зоні нагріву, що впливає на кількість центрів пароутворення і режим кипіння.

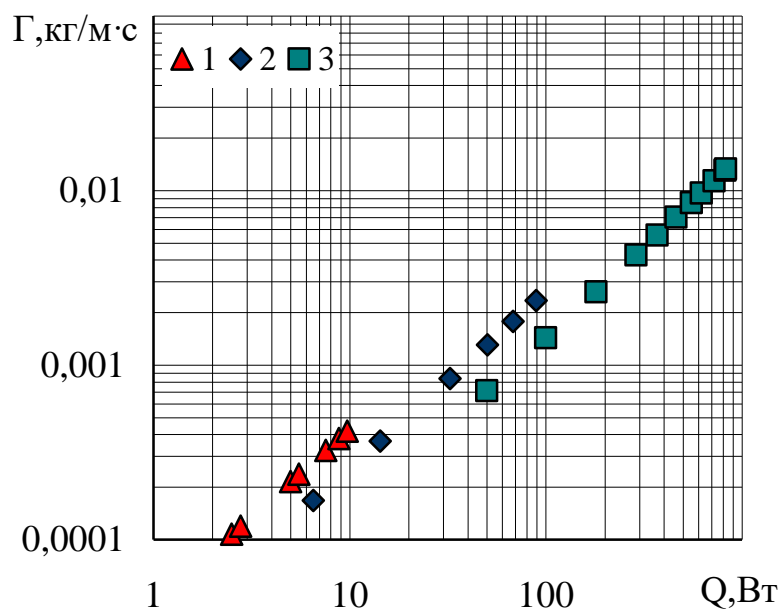


Рис. 4.2. Залежність щільності зрошення від теплового потоку, що відводиться для теплоносія – води при однаковій довжині зони нагріву 0,2 м. Внутрішні діаметри термосифонів: 1 –  $3 \cdot 10^{-3}$  м; 2 –  $5 \cdot 10^{-3}$  м; 3 –  $9 \cdot 10^{-3}$  м.

Зростання теплового потоку сприяє виникненню додаткових центрів пароутворення і кількість парової фази збільшується, що підвищує швидкість пари. Це добре видно на рис. 4.3 для термосифона з  $d_{\text{вн}} = 3 \cdot 10^{-3}$  м. Для термосифона з  $d_{\text{вн}} = 5 \cdot 10^{-3}$  м спостерігається максимум значення швидкості пари при теплових потоках приблизно 60 Вт, а потім монотонне зниження. Такий характер змінення швидкості можна пояснити тим, що на поверхні нагріву кількість центрів пароутворення досягла максимуму і подальше

збільшення теплового потоку не приводить до нових парових утворень. При цьому тиск в термосифоні збільшується і діаметр парових бульбашок, що відриваються зменшується і кількість пари теж зменшується. У термосифоні з  $d_{\text{вн}} = 9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  цей процес ще більш посилюється. Тому розрахована швидкість пари з ростом теплового потоку зменшується з  $\sim 20 \text{ м/с}$  до  $\sim 5 \text{ м/с}$ .

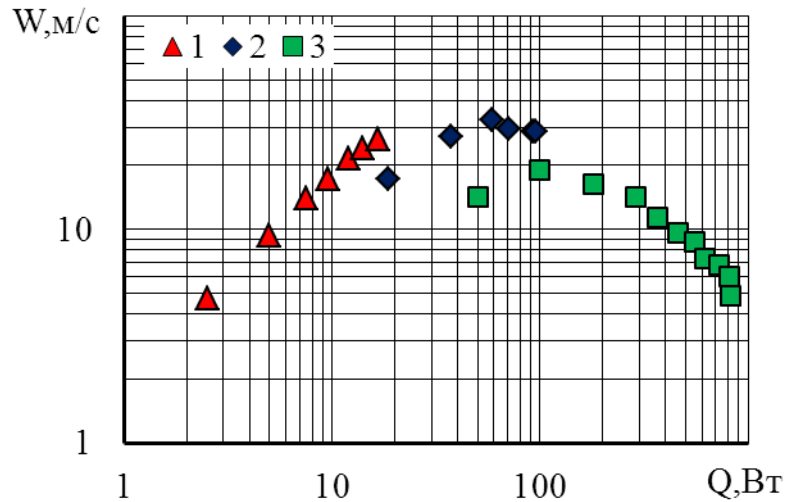


Рис. 4.3. Залежність швидкості пари від теплового потоку, що відводиться для теплоносія – води при однаковій довжині зони нагріву 0,2 м. Внутрішні діаметри термосифонів: 1 –  $3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; 2 –  $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; 3 –  $9 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ .

Товщина плівки конденсату перекриває частину парового простору термосифону в зоні транспорту, що впливає на швидкість пари і відповідно на гідродинаміку процесу передачі теплоти. Відносна товщина плівки конденсату залежить від діаметру внутрішнього простору і теплового потоку, що відводиться (рис. 4.4).

Товщина плівки конденсату розрахована по залежності (4.5). Як видно з рис. 4.4 товщина плівки конденсату залежить від діаметру внутрішній поверхні термосифону і теплового потоку. При одному і тому же тепловому потоку чим менше діаметр термосифону, тим більше  $\delta_p$ .

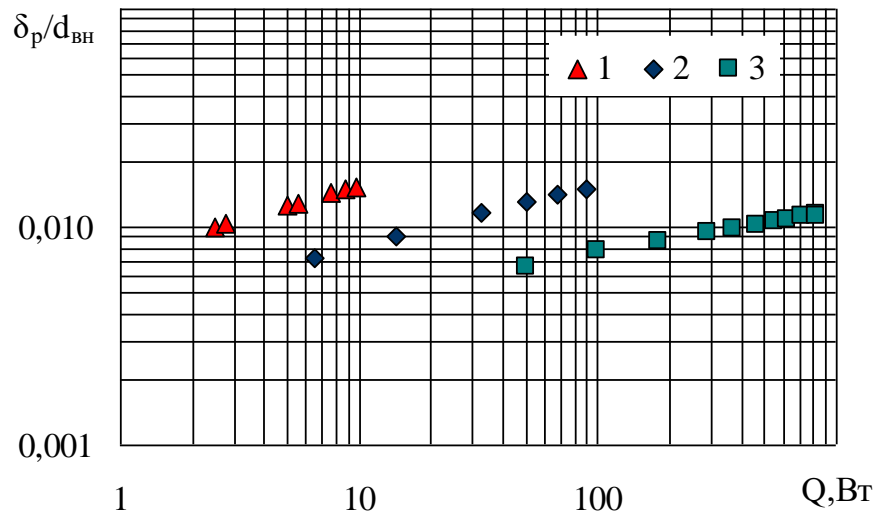


Рис. 4.4. Відносна товщина плівки конденсату в залежності від теплового потоку, що відводиться для теплоносія – води при однаковій  $l_{\text{зн}} = 0,2$  м. Внутрішні діаметри термосифонів: 1 –  $3 \cdot 10^{-3}$  м; 2 –  $5 \cdot 10^{-3}$  м; 3 –  $9 \cdot 10^{-3}$  м.

На рис. 4.5 показана зміна діаметру парового простору у термосифонів в залежності від теплового потоку, що відводиться.

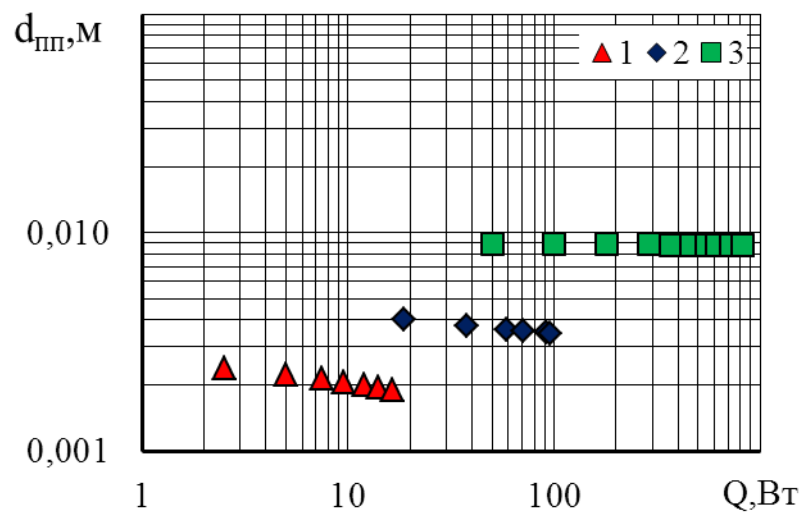


Рис. 4.5. Залежність діаметру парового простору від теплового потоку, що відводиться для теплоносія – води при однаковій довжини зони нагріву 0,2 м. Внутрішні діаметри термосифонів: 1 –  $3 \cdot 10^{-3}$  м; 2 –  $5 \cdot 10^{-3}$  м; 3 –  $9 \cdot 10^{-3}$  м.

Можна побачить, що збільшення теплового потоку суттєво зменшує внутрішній простір для пари при термосифонах з внутрішнім діаметром



менше  $5 \cdot 10^{-3}$  м. Для термосифонів з  $9 \cdot 10^{-3}$  м це явище не суттєве. Відсотковий вплив товщини конденсату на площу проходу парової фази при збільшенні внутрішнього діаметру термосифонів зменшується, але не перевищує 1,5%. Тому швидкість пари можна розраховувати без урахування товщини плівки конденсату.

При заповненні термосифона метанолом і фреоном-113 щільності зрошення зменшуються на порядок у порівнянні з водою (рис.4.6), тому фактор впливу товщини конденсату на  $d_{\text{пл}}$  можна не враховувати.

Знання швидкості руху пари в термосифоні необхідно для визначення його максимальних теплопередавальних характеристик, зв'язаних гідродинамікою взаємодії зустрічних потоків пари і конденсату. У деяких випадках може виникати ситуація, коли на границі пара – конденсат виникають хвилі і в подальшому частина конденсату повертається назад у зону конденсації.

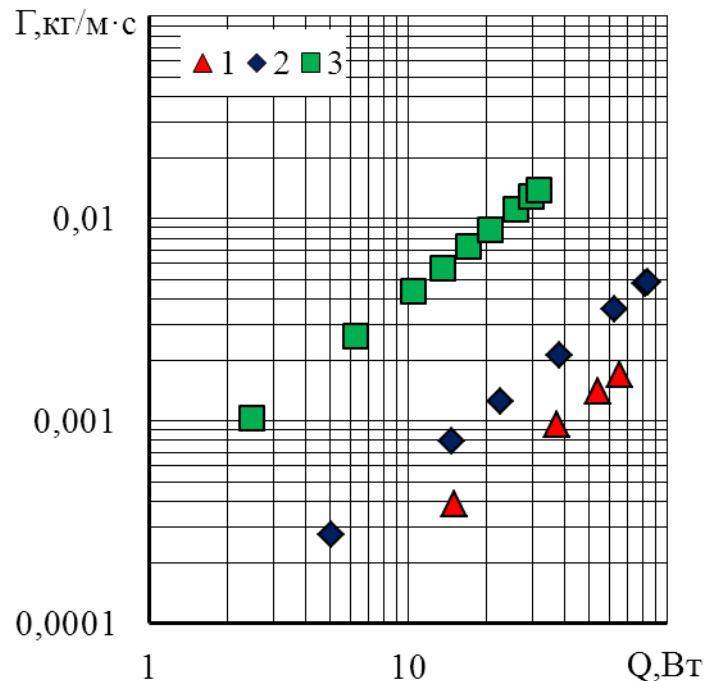


Рис. 4.6. Залежність щільності зрошення від теплового потоку, що відводиться, для внутрішнього діаметра  $5 \cdot 10^{-3}$  м при однаковому  $K_z \approx 0,5$  для різних теплоносіїв: 1 – вода; 2 – метанол; 3 – фреон-113.

Це може привести до блокування зони конденсації і погіршенню теплопередавальних характеристик термосифонів. На рис. 4.7 приведені розраховані швидкості руху пари для трьох рідин (вода, метанол, фреон-113) в термосифоні з  $d_{\text{вн}} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  при збільшенні теплового потоку, що відводиться. Таким чином, можна зробити висновок, що гідродинамічна картина у зоні транспорту термосифонів має дуже складний характер, але значення термічного опору у цієї зоні можна розрахувати тільки при визначенні характеру течії, що впливає на гідравлічний опір і максимальні теплові потоки.

Тому невизначеність цього фактору приводить до того, що можна орієнтуватися на рекомендації [81,82,83], коли швидкість пари не досягає числа  $Ma = 0,2$ . При цьому  $R_{\text{тп}}$  стає значно меншим за  $R_{\text{зк}}$  і  $R_{\text{зн}}$ , тому його у сумарному термічному опорі можна не враховувати.

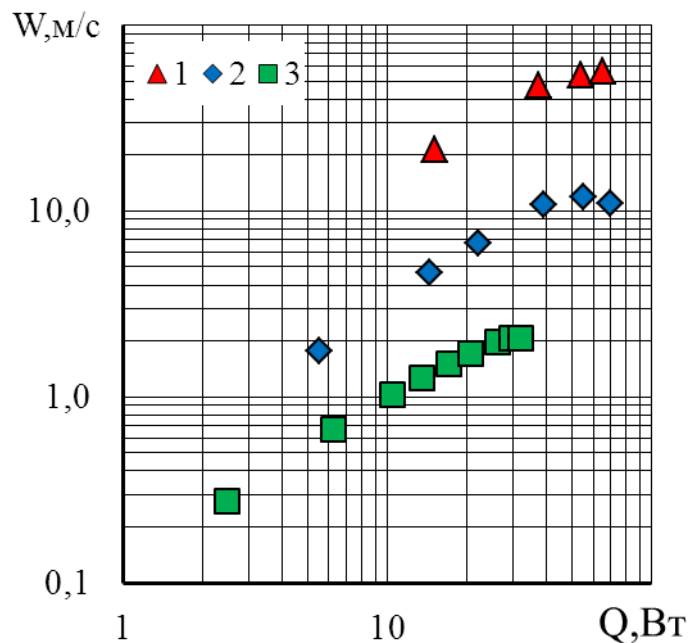


Рис. 4.7. Залежність швидкості пари від теплового потоку, що відводиться, для внутрішнього діаметра  $5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  при однаковому  $Kz \approx 0,5$  для різних теплоносіїв: 1 – вода; 2 – метанол; 3 – фреон-113.

Проведені експерименти показали, що сумарний термічний опір мініатюрних термосифонів залежить від ряду основних факторів, таких як

внутрішній діаметр, коефіцієнт заповнення і вид теплоносія. На рис. 4.8 – 4.10 показано вплив коефіцієнта заповнення на термічний опір для різних теплоносіїв (вода, метанол і фреон-113) у термосифоні з внутрішнім діаметром  $5 \cdot 10^{-3}$  м. Як видно з отриманих експериментальних даних мінімальні значення термічного опору спостерігаються для коефіцієнтів заповнення  $\sim 0,5$ . Підвищення коефіцієнта заповнення до  $\sim 2,0$  приводить до суттєвого зниження максимальних теплових потоків. Це зв'язано з тим, що при збільшенні кількості теплоносія і відповідно зниження довжини зони нагріву ( $K_z > 1,0$ ) парові утворення при спливанні повинні подолати гідравлічний опір верхнього стовпа рідини, що зменшує інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву. Одночасно холодна частина конденсату, що рухається з зони конденсації до зони нагріву, не може швидко досягти поверхні нагріву, і це додатково впливає на зниження максимальних теплових потоків і підвищення термічного опору.

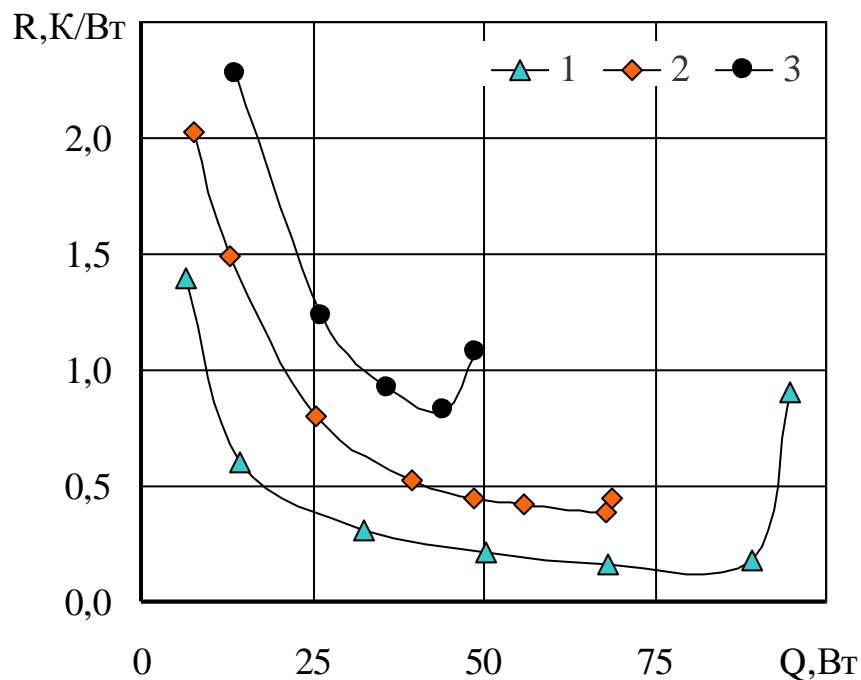


Рис 4.8. Вплив  $K_z$  на термічний опір термосифону з  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м (теплоносій – вода;  $t_{\text{охол}} = 20$  °C): 1 –  $K_z = 0,44$ ; 2 –  $K_z = 0,96$ ; 3 –  $K_z = 1,93$ .

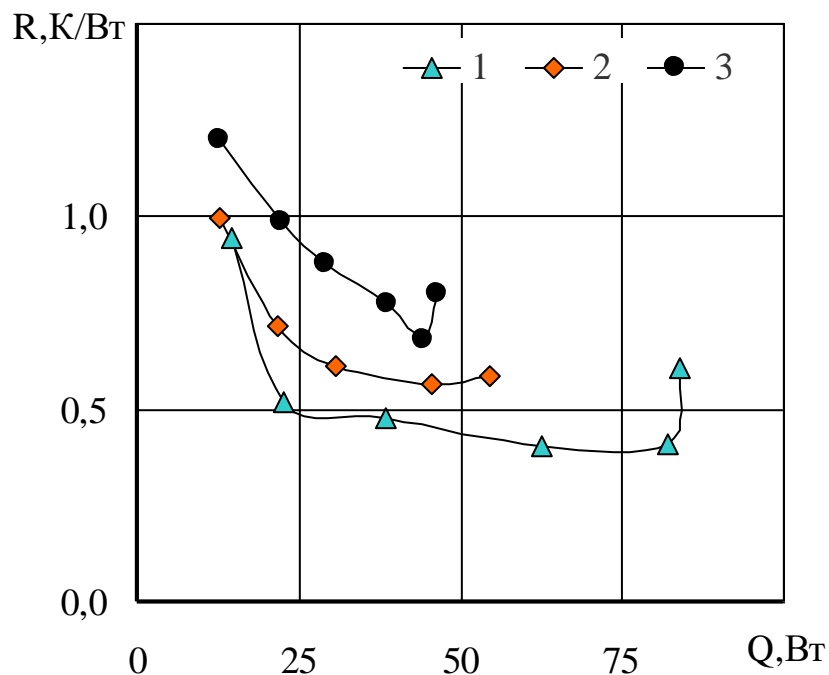


Рис 4.9. Вплив  $K_z$  на термічний опір термосифону з  $d_{вн} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м (теплоносіє – метанол;  $t_{охол} = 20$  °C): 1 –  $K_z = 0,49$ ; 2 –  $K_z = 0,98$ ; 3 –  $K_z = 1,96$ .

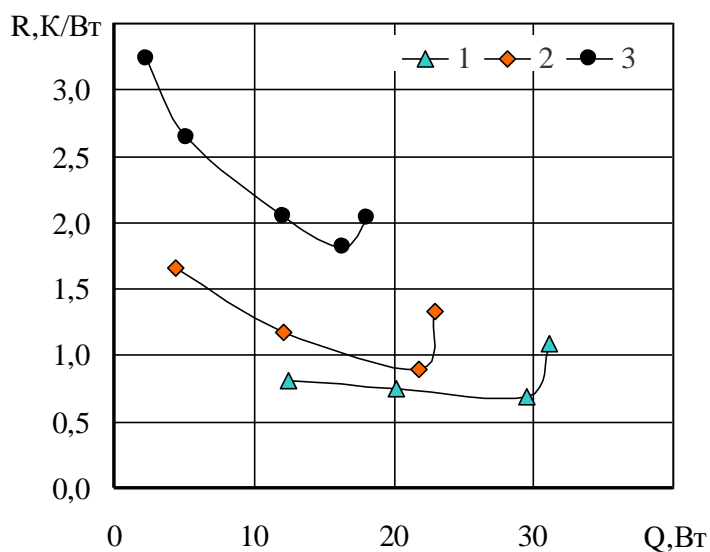


Рис 4.10. Вплив  $K_z$  на термічний опір термосифону з  $d_{вн} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м (теплоносіє – фреон 113;  $t_{охол} = 20$  °C): 1 –  $K_z = 0,5$ ; 2 –  $K_z = 1,02$ ; 3 –  $K_z = 2,04$ .

На рис. 4.11 – 4.13 показано вплив типу теплоносія на сумарний термічний опір термосифона. Як видно, при всіх  $K_z$ , мініатюрні термосифони з водою у якості теплоносія передають більші теплові потоки ніж термосифони з метанолом і фреоном 113. Це зв'язано з теплофізичними

властивостями теплоносіїв. Так, теплота пароутворення  $r$  у води приблизно у 2 рази більше ніж у метанолу і в 16 раз ніж у фреону 113.

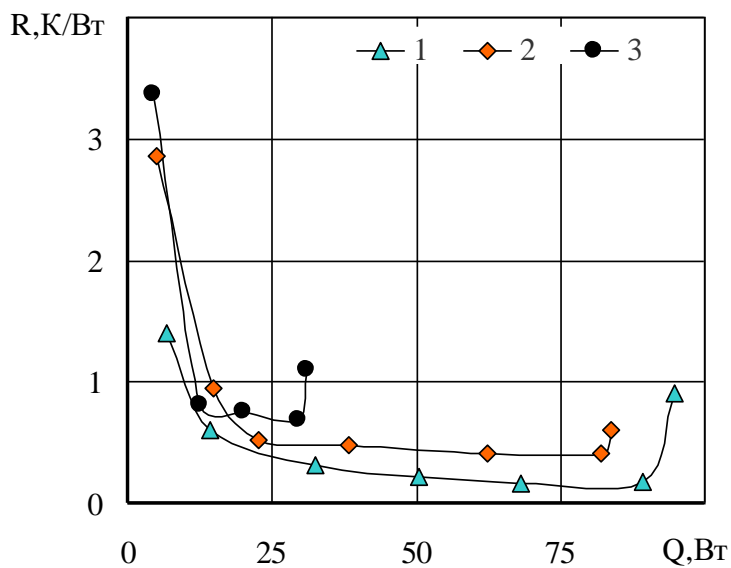


Рис 4.11. Вплив виду теплоносія на термічний опір термосифону з  $d_{вн} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м ( $K_3 \approx 0,5$ ;  $t_{охол} = 20$  °C): 1 – вода; 2 – метанол; 3 – фреон 113.

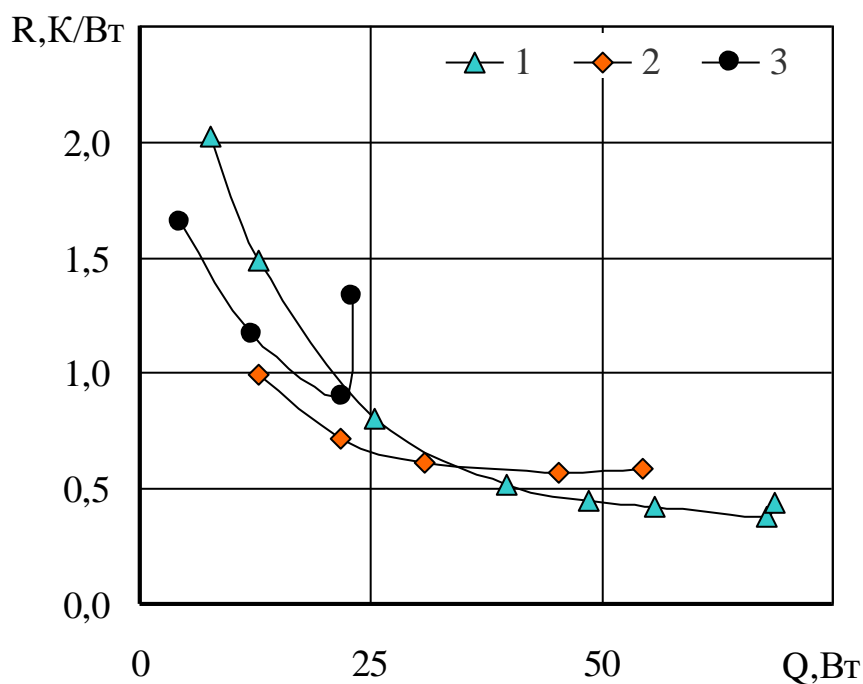


Рис 4.12. Вплив виду теплоносія на термічний опір термосифону з  $d_{вн} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м ( $K_3 \approx 1,0$ ;  $t_{охол} = 20$  °C): 1 – вода; 2 – метанол; 3 – фреон 113.

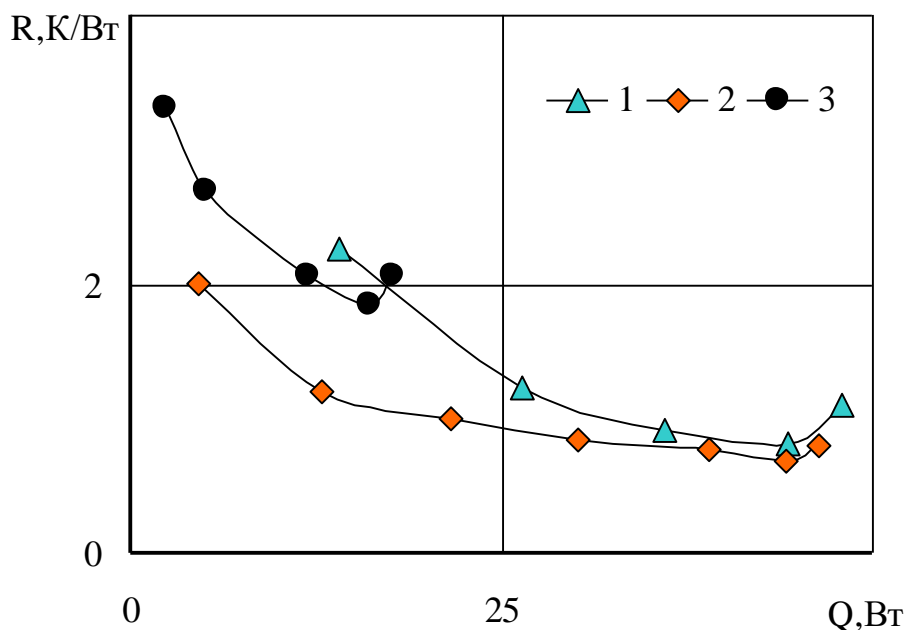


Рис 4.13. Вплив виду теплоносія на термічний опір термосифону з  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м ( $Kz \approx 2,0$ ;  $t_{\text{охол}} = 20$  °C): 1 – вода; 2 – метанол; 3 – фреон 113.

Вплив внутрішнього діаметру термосифонів показано на рис. 4.14 для води у якості теплоносія. Геометричні характеристики термосифонів ( $d_{\text{вн}}$ ) суттєво впливають на сумарний термічний опір. Зменшення парового простору значно підвищує термічний опір. Це зв'язано з підвищенням гідравлічного опору при русі паро рідинної суміші з зони нагріву до зони конденсації. А також до цього додається дія капілярного ефекту, який за рахунок сил поверхневого натягу зменшує швидкість паро рідинної суміші. Це також сприяє виникненню рідинної пробки в зоні транспорту і зменшенню тепло передавальної спроможності мініатюрного термосифона. Збільшення внутрішнього діаметру приводить до зменшення капілярних сил і відповідно до вірогідності появи рідинної пробки. Як видно з рис. 4.14 зміна термічного опору при збільшенні теплового потоку, що передається, підпорядковується залежності  $R \sim Q^{-0.5}$ . Така залежність спостерігається до теплових потоків, при яких змінюється характер теплопереносу. Він характеризується підвищенням тиску у термосифоні і зменшенням впливу теплового потоку на термічний опір ( $R \sim Q^{-0.25}$ ).

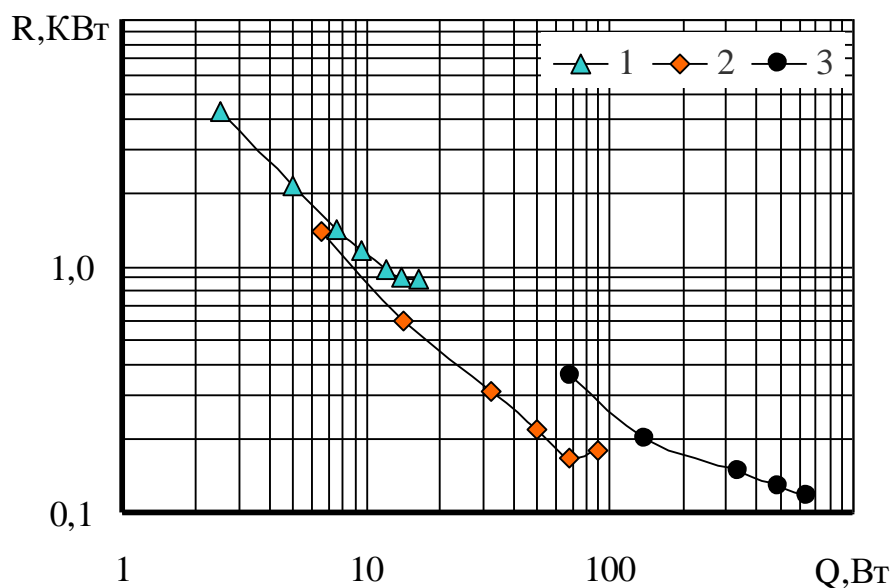


Рис 4.14. Вплив внутрішнього діаметра термосифону на його термічний опір з довжиною зони нагріву 0,2м (теплоносій – вода;  $t_{\text{охол}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ): 1 –  $d_{\text{вн}} = 3,0 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ ; 2 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ ; 3 –  $d_{\text{вн}} = 9,0 \cdot 10^{-3}\text{ м}$ .

Основними тепло передаючими характеристиками як теплових труб так і термосифонів є максимальний тепловий потік  $Q_{\text{max}}$  і мінімальний термічний опір  $R_{\text{min}}$ . Зменшення внутрішнього діаметру термосифонів призводить до підвищення  $R_{\text{min}}$ . На рис. 4.15 представлено вплив внутрішнього діаметру термосифона на мінімальний термічний опір.

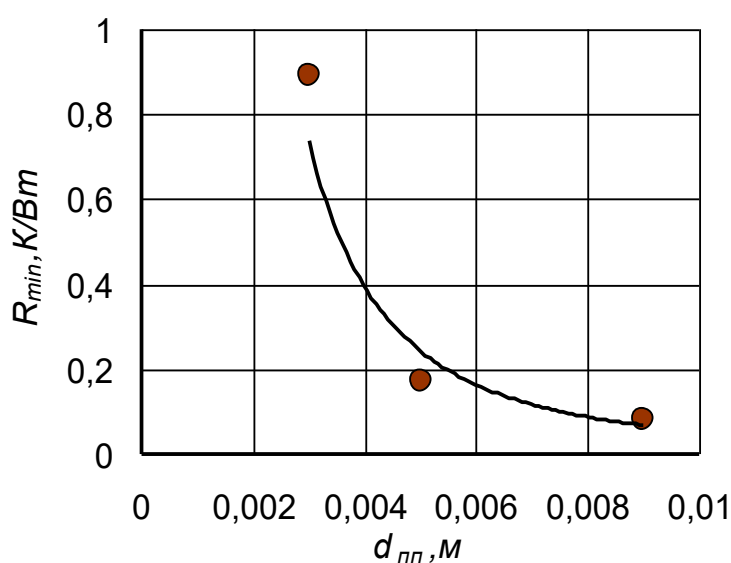


Рис 4.15. Вплив внутрішнього діаметра термосифону на його мінімальний термічний опір (теплоносій – вода;  $t_{\text{охол}} = 20\text{ }^{\circ}\text{C}$ ):

Як видно з рисунку мінімальний термічний опір суттєво залежить від внутрішнього діаметру термосифона. В даному випадку зміна перерізу парового простору обернено пропорційна величині  $R_{\min}$ . Так для діаметра парового простору  $d_{nn} = 3,0 \cdot 10^{-3}$  м (площа перерізу дорівнює  $9,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>) мінімальний термічний опір є на рівні 9 К/Вт, а для  $d_{nn} = 9,0 \cdot 10^{-3}$  м (площа перерізу дорівнює  $81,0 \cdot 10^{-6}$  м<sup>2</sup>)  $R_{\min} = 0,9$  К/Вт. Для вертикального розташування мініатюрних термосифонів, заповнених водою ( $K_z \approx 0,8$ ) експериментальні дані описуються наступною залежністю (4.7):

$$R_{\min} = 2 \cdot 10^{-6} d_{nn}^{-2.2} \quad (4.7)$$

Оскільки гідродинаміка руху паро рідинної суміші у мініатюрних термосифонах ( $Bo < 4$ ) відрізняється від руху пари у “великих” термосифонах ( $Bo > 4$ ), то розрахунок термічного опору по існуючим залежностям викликає деякі труднощі. Так в [85, 86] представлена залежність для розрахунку термічного опору термосифона з внутрішнім діаметром 25мм і водою в якості теплоносія (4.8).

$$R = \frac{q_{TC}^{0,333}}{\left( 0,56 \cdot \pi \cdot d_{вн} \cdot l^{0,75} \cdot \left( \frac{r_{ж} \cdot \rho_{ж}^2 \cdot \lambda_{ж}^3 \cdot g}{\mu_{ж}} \right)^{0,25} \cdot \left( \frac{2l_{вип}}{l_{вип} + l_{конд}} \cdot \left( \frac{l_{вип} + l_{конд}}{l_{вип}} - \frac{l_{конд}}{l_{вип}} \right)^{0,5} \right) \right)^{1,333}} \quad (4.8)$$

де  $d_{тс}$  - внутрішній діаметр термосифона, м;  $l$  - довжина термосифона, м;  $r_{ж}$ ,  $\rho_{ж}$ ,  $\lambda_{ж}$ ,  $\mu_{ж}$  - питома теплота пароутворення, щільність, коефіцієнт теплопровідності і коефіцієнт динамічної в'язкості проміжного теплоносія;  $l_{исп}$ ,  $l_{конд}$  - довжина зони випаровування і конденсації відповідно.

Порівняльний розрахунок термічного опору по залежності (4.8) і експериментальним даним показав велику розбіжність (рис.4.16). Причому тенденція зміни термічного опору при підвищенні теплового потоку для мініатюрних термосифонів зовсім інша, ніж при розрахунку по залежності (4.8).



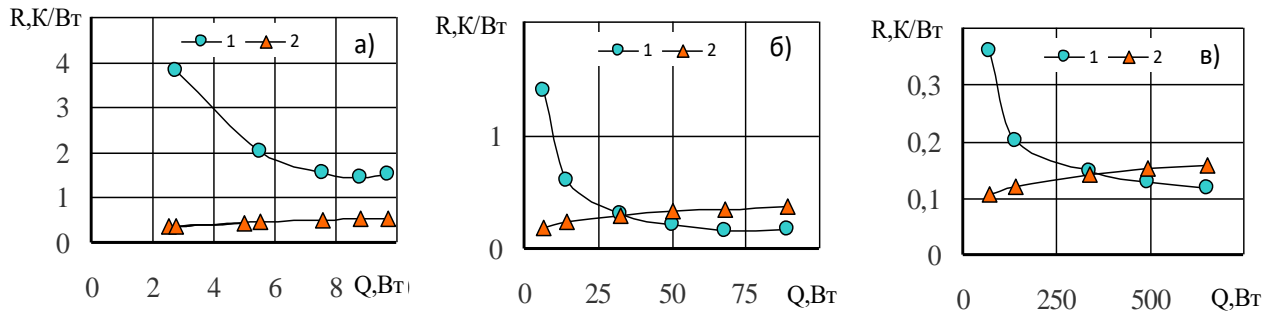


Рис 4.16. Співставлення експериментальних даних по термічному опору:  
а –  $d_{вн} = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; б –  $d_{вн} = 5,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; в –  $d_{вн} = 9,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ; 1 – дані експерименту; 2 – розрахунок по залежності (4.8) [86].

У загальному вигляді, з урахуванням попередніх міркувань, сумарний термічний опір мініатюрних термосифонів залежить від багатьох факторів:

$$R = f(d_{вн}, \lambda_p, r, \nu, l_{зн}, l_{мс}, \rho'; \rho'', t_{зн}, t_{зк}, \sigma, Q_{від})$$

На основі аналізу розмірності отримуємо декілька безрозмірних комплексів.

$$[R \cdot d_{вн} \cdot \lambda] = \left[ \frac{\rho''}{\rho'} \right]; \left[ \frac{r d_{вн}^2}{\nu^2} \right]; \left[ \frac{l_{мс}}{l_{зн}} \right]; \left[ \frac{Q \cdot d_{вн}}{(\rho' - \rho'') \cdot \nu^3} \right]; \left[ \frac{t_{зн} \cdot d_{вн} \cdot \lambda}{(\rho' - \rho'') \cdot \nu^3} \right]; \left[ \frac{t_{зк} \cdot d_{вн} \cdot \lambda}{(\rho' - \rho'') \cdot \nu^3} \right]; \left[ \frac{\sigma \cdot d_{вн}}{(\rho' - \rho'') \cdot \nu^2} \right]$$

Зіставлення отриманих безрозмірних комплексів з експериментальними даними показало, що найбільш впливовими комплексами є коефіцієнт заповнення  $K_3$  і комплекс  $\frac{Q_{від} \cdot d_{вн}}{(\rho' - \rho'') \cdot \nu^3}$ .

В результаті узагальнення експериментальних даних були отримані залежності для розрахунку термічного опору для мініатюрних термосифонів:

- для  $\frac{Q_{від} \cdot d_{вн}}{(\rho' - \rho'') \cdot \nu^3} < 1 \times 10^{15}$

$$R = 2,03 \cdot 10^2 \cdot \frac{1}{\lambda d_{вн}} \cdot \left( \frac{Q_{від} \cdot d_{вн}}{(\rho' - \rho'') \cdot \nu^3} \right)^{-0,5} \cdot K_3^{0,5} \quad (4.9)$$

- для  $\frac{Q_{від} \cdot d_{вн}}{(\rho' - \rho'') \cdot \nu^3} > 1 \times 10^{15}$

$$R = 5 \cdot 10^{-4} \cdot \frac{1}{\lambda d_{\text{вн}}} \cdot \left( \frac{Q_{\text{від}} \cdot d_{\text{вн}}}{(\rho' - \rho'') \cdot v^3} \right)^{-0,25} \cdot K_3^{0,5} \quad (4.10)$$

Залежності (4.9) і (4.10) узагальнюють 80% експериментальних даних для води і метанолу (кут нахилу 90°C) з розкидом  $\pm 25\%$  і справедлива в діапазоні внутрішніх діаметрів від  $5,0 \cdot 10^{-3}$  м до  $9,0 \cdot 10^{-3}$  м (рис.4.17). Діапазон коефіцієнтів заповнення від 0,33 до 1.0. Температура в зоні конденсації підтримувалася постійною і становила +20 °С

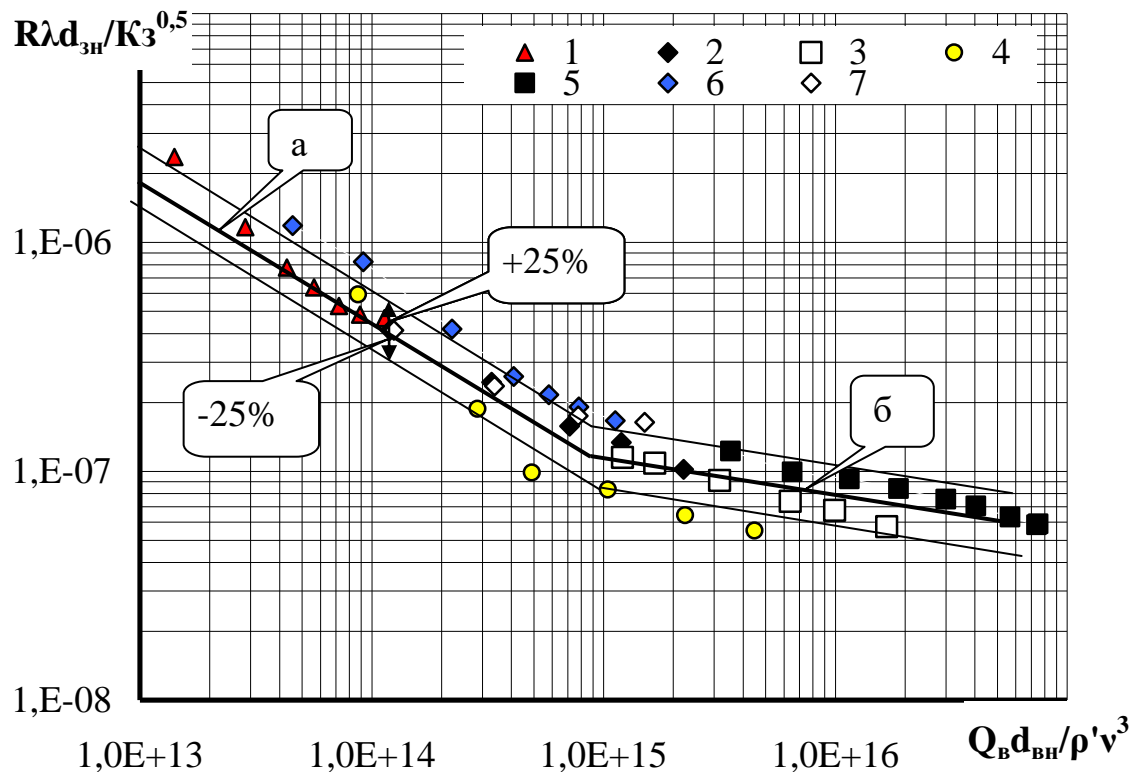


Рис. 4.17. Узагальнення експериментальних даних по рівнянням (4.9), лінія а) та (4.10), лінія б) ( $t_{\text{охол}} = 20^\circ\text{C}$ ): 1,2,3,5,6,7 – теплоносій – вода; 4 – метанол; 1 –  $d_{\text{вн}} = 3,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,83$ ; 2 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,44$ ; 3 –  $d_{\text{вн}} = 9,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,33$ ; 4 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,49$ ; 5 –  $d_{\text{вн}} = 9,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,5$ ; 6 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,96$ ; 7 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $K_3 = 0,64$ .

Таким чином, в результаті проведених експериментів було отримано залежності для розрахунку термічного опору мініатюрних термосифонів.

## 4.2 Вплив визначальних факторів на інтенсивність тепловіддачі в зонах теплообміну мініатюрних двофазних термосифонів

При створенні систем охолодження для елемента електронної техніки задається робочий діапазон температур при теплових потоках, що цей прилад виділяє. Тому, при малих габаритах такого елемента, вибирається відповідний тип термосифонів. Для розрахунку теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів необхідно знати інтенсивність тепловіддачі в кожній із зон теплообміну. При умові, що початок передачі теплоти в таких термосифонах супроводжується пульсаційними явищами, які зв'язані зі снаряжним рухом теплоносія, то відповідно і коефіцієнти тепловіддачі змінюються у часі.

Так, на рис. 4.18 показано початок дії центрів пароутворення в термосифоні з  $d_{\text{вн}} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  при мінімальному тепловому потоку  $Q_{\text{від}} = 1,43 \text{ Вт}$ . До активації центрів пароутворення температура в зоні нагріву приблизно на  $10^\circ\text{C}$  перевищувала температуру в зоні транспорту, а коефіцієнт тепловіддачі не перевищувала  $100 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ . Початок кипіння стрибкоподібно знизив перепад температур між зонами нагріву і транспорту (до  $\approx 2^\circ\text{C}$ ) і відповідно суттєво підвищив коефіцієнт тепловіддачі приблизно до  $1000 \text{ Вт/м}^2\text{К}$ . Якщо тепловий потік не змінювався температурний перепад між зонами нагріву і транспорту поступово збільшувався. Конденсат, що стікав з зони конденсації, з меншою температурою поступав в зону нагріву і центр пароутворення знаходився в так званому стану «очкування». Інтенсивність тепловіддачі знижувався до первинного стану. Наступна активація центра пароутворення і виникнення парової бульбашки відбувалося при формуванні теплового пограничного шару і підвищенні перепаду температур до  $\sim 10^\circ\text{C}$ . В подальшому такі коливання температурного стану періодично повторювалися.

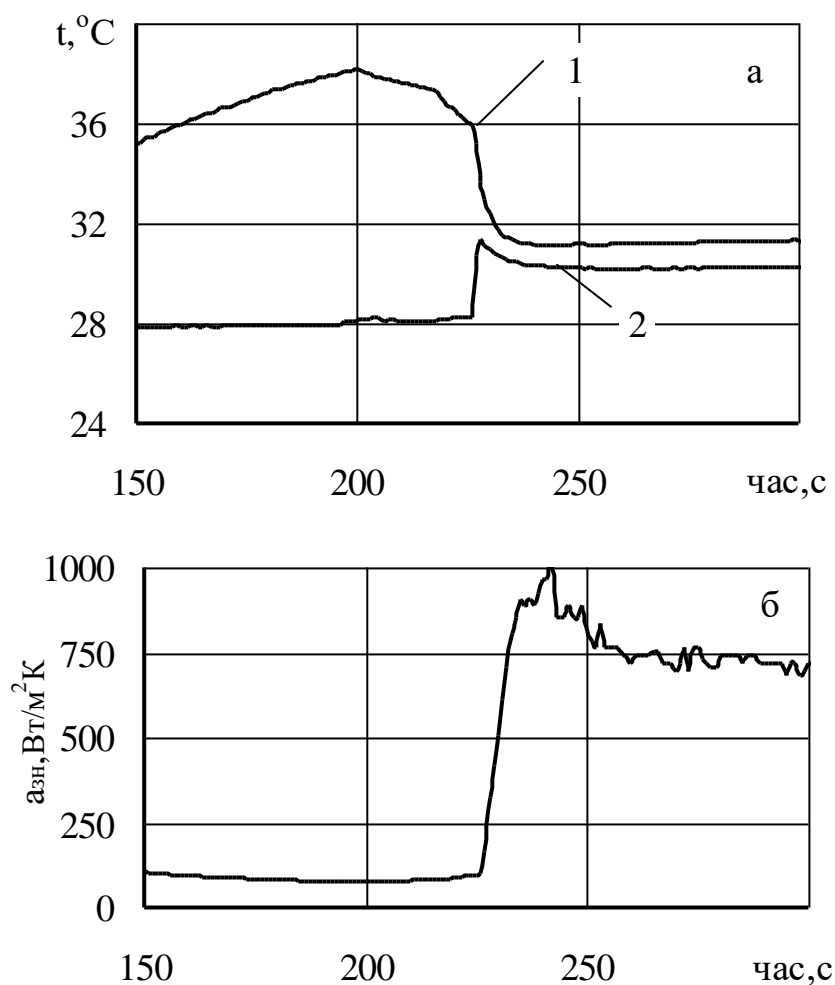


Рис. 4.18. Поєднані залежності температури стінки термосифона (а), коефіцієнтів тепловіддачі в зоні нагріву (б) в часі при подачі теплового потоку  $Q_{\text{від}} = 1,43 \text{ Вт}$  ( $K_z = 0,83$ ,  $d_{\text{вн}} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , вода). Середні температури: 1 – зони нагріву; 2 – зони транспорту.

Подальше підвищення теплового потоку приводить до пульсацій температури в зонах нагріву і транспорту, а також відповідно і до зміни у часі коефіцієнтів тепловіддачі (рис. 4.19 і рис. 4.20). Причому збільшення теплового потоку приводило як до зростання коефіцієнтів тепловіддачі в зоні нагріву, так і до підвищенню частоти таких коливань і відповідно до зменшення періоду коливань. Так, при збільшенні теплового потоку з  $Q_{\text{від}} = 3,58 \text{ Вт}$  (рис. 4.19) до  $Q_{\text{від}} = 7,9 \text{ Вт}$  (рис. 4.20) період коливань зменшився вдвічі. Амплітуда коливань інтенсивності тепловіддачі при цьому практично

не змінилася. В той же час абсолютні значення коефіцієнтів тепловіддачі зросли приблизно на 30%.

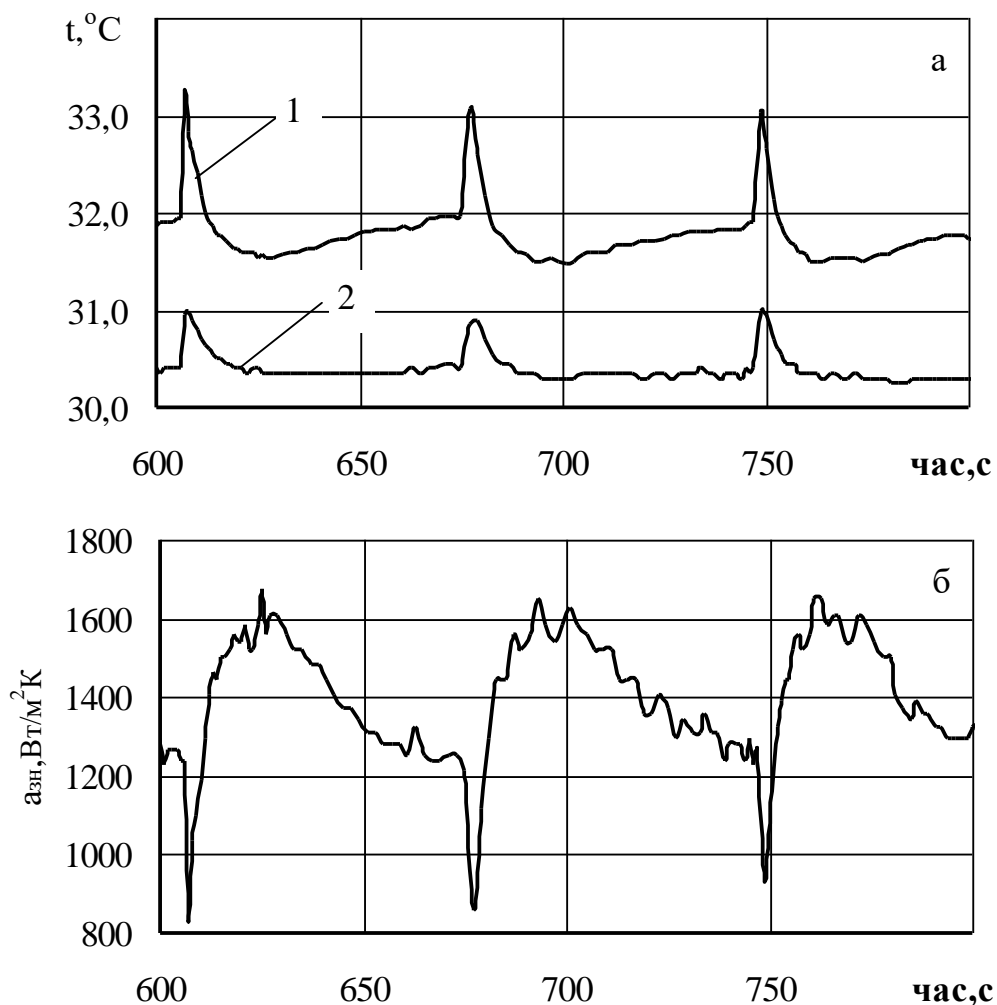


Рис. 4.19. Поєднані залежності температури стінки термосифона (а), коефіцієнтів тепловіддачі в зоні нагріву (б) в часі при подачі теплового потоку  $Q_{\text{від}} = 3,58 \text{ Вт}$  ( $K_3 = 0,83$ ,  $d_{\text{вн}} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , вода). Середні температури: 1 – зони нагріву; 2 – зони транспорту.

Такий характер теплообміну спостерігався до максимальних теплових потоків, при яких інтенсивність тепловіддачі була максимальною. Однак амплітуда пульсацій і температури і коефіцієнтів тепловіддачі зменшувалася практично до нуля.

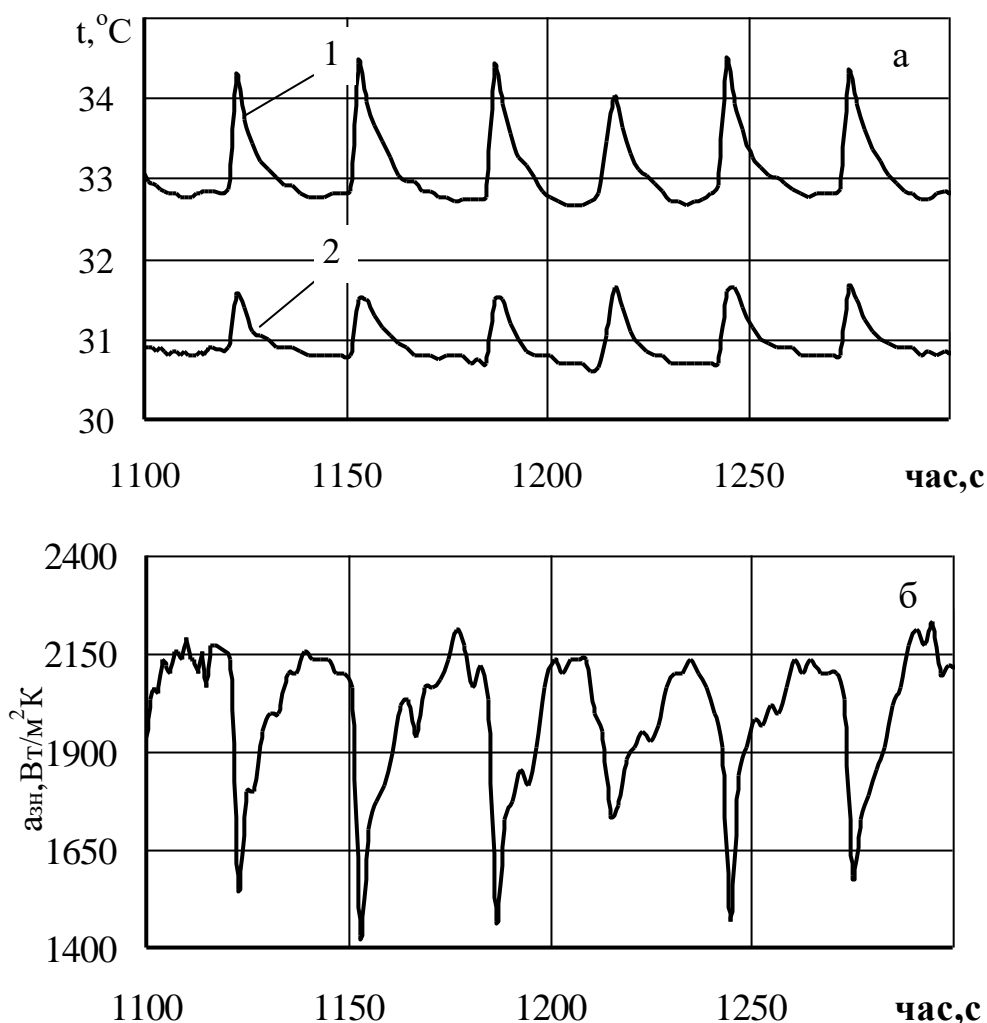


Рис. 4.20. Поєднані залежності температури стінки термосифона (а), коефіцієнтів тепловіддачі в зоні нагріву (б) в часі при подачі теплового потоку  $Q_{\text{від}} = 7,9 \text{ Вт}$  ( $K_3 = 0,83$ ,  $d_{\text{вн}} = 3 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ , вода). Середні температури: 1 – зони нагріву; 2 – зони транспорту.

Розрахунок коефіцієнтів тепловіддачі проводився як середнє інтегральне значення за період досягнення сталого температурного режиму в зонах нагріву і транспорту.

Як показали експерименти, на інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву суттєво впливають декілька основних факторів. Це насамперед густина теплового потоку, що відводиться, коефіцієнт заповнення термосифона  $K_3$  та теплофізичні властивості теплоносіїв. На рис.4.21 – 4.23 показано вплив  $K_3$  на інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву мініатюрного термосифона для

води, метанолу і фреону 113. Коефіцієнт заповнення змінювався приблизно в три рази для всіх вибраних теплоносіїв. Найбільший вплив спостерігався для води. Так коефіцієнт тепловіддачі  $\alpha_{zn}$  в зоні нагріву при густині теплового потоку  $q_{zn}$  приблизно  $2 \cdot 10^4 \text{ Вт/м}^2$  значення  $\alpha_{zn}$  збільшувалося з 800  $\text{Вт/м}^2\text{К}$  ( $K_z=1,96$ ) до 2400  $\text{Вт/м}^2\text{К}$  ( $K_z=0,44$ ). Спостерігалася зворотна залежність  $\alpha_{zn}$  від  $K_z$ . При збільшенні коефіцієнта заповнення інтенсивність тепловіддачі зменшується. Це можна пояснити тим, що при збільшенні теплоносія в порівнянні з довжиною зони нагріву виникаючі парові бульбашки повинні були подолати значну товщину теплоносія над зоною підвода теплоти при русі до зони конденсації.

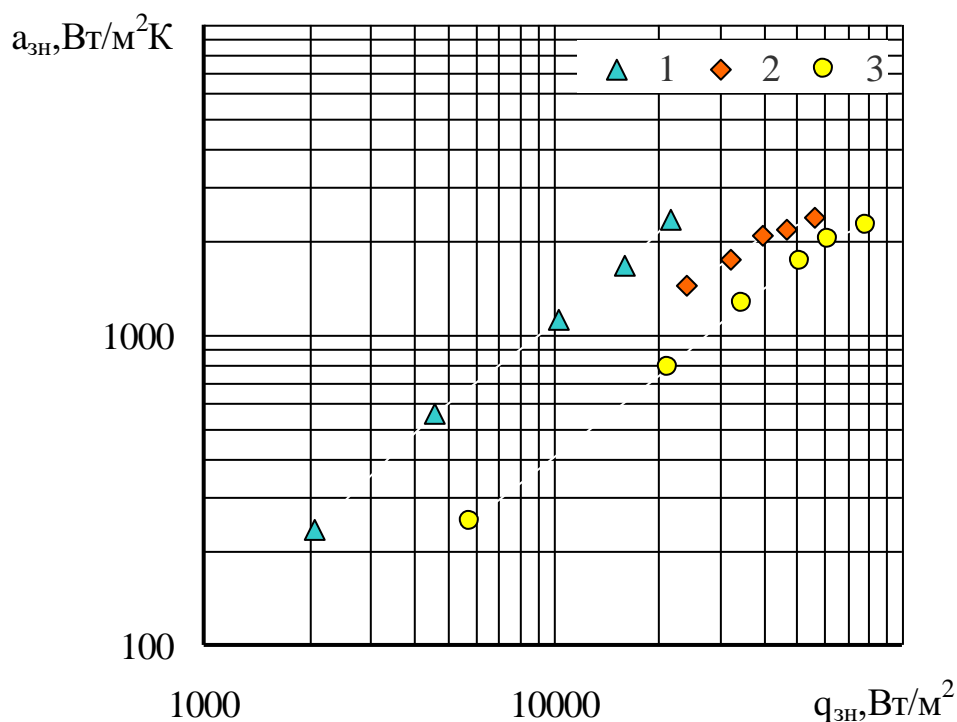


Рис. 4.21. Вплив коефіцієнта заповнення на інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву мініатюрного термосифона (вода  $d_{en}=5,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ): 1 –  $K_z = 0,44$ ; 2 –  $K_z = 0,96$ ; 3 –  $K_z = 1,93$ .

В той же час при кипінні теплоносіїв фреону 113 (рис.4.21) та метанолу (рис.4.22) інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву практично не залежала від кількості теплоносія. Це пояснюється можливо тим, що густина у води значно більше ніж у фреона 113 і метанолу.

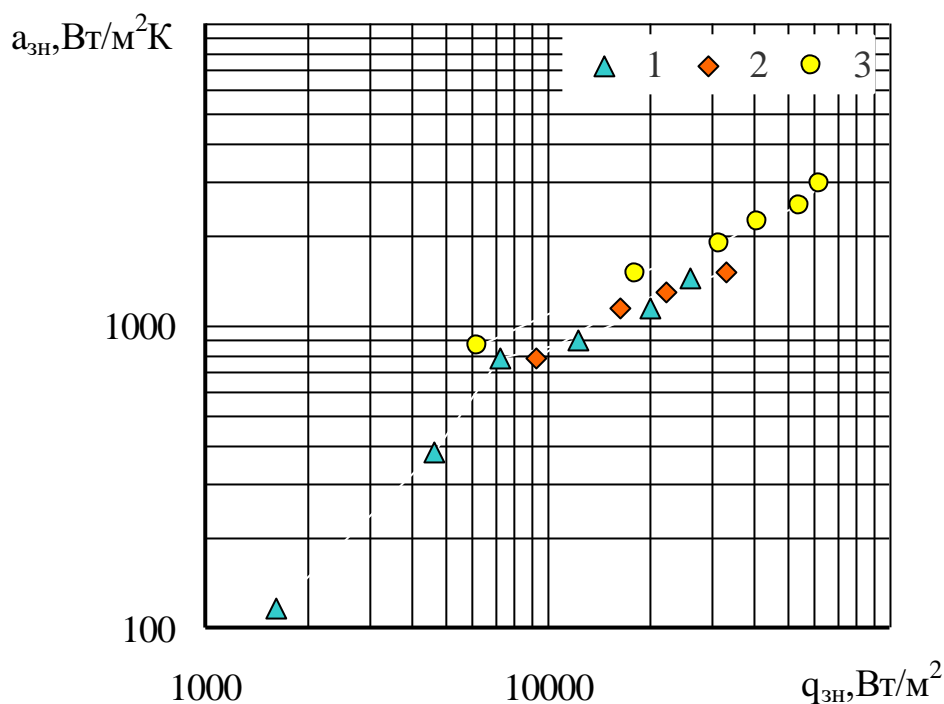


Рис. 4.22. Вплив коефіцієнта заповнення на інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву мініатюрного термосифона (фреон-113,  $d_{\text{вн}}=5,0 \cdot 10^{-3}\text{м}$ ): 1 –  $K_3 = 0,5$ ; 2 –  $K_3 = 1,02$ ; 3 –  $K_3 = 2,04$ .

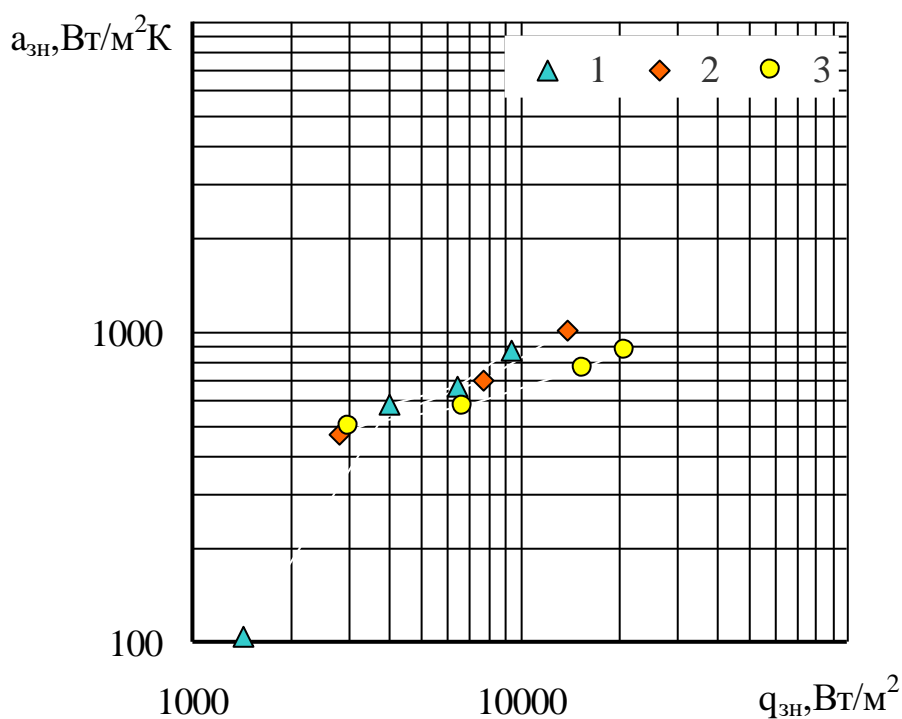


Рис. 4.23. Вплив коефіцієнта заповнення на інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву мініатюрного термосифона (метанол,  $d_{\text{вн}}=5,0 \cdot 10^{-3}\text{м}$ ): 1 –  $K_3 = 0,49$ ; 2 –  $K_3 = 0,98$ ; 3 –  $K_3 = 1,96$ .



Якщо розрахувати коефіцієнти тепловіддачі в зоні нагріву мініатюрних термосифонів по залежностям Ітума Н. [53] і Семени М.Г. [55] то можна показати, що у мініатюрних термосифонах ( $Bo < 4$ ) коефіцієнти тепловіддачі зменшуються у порівнянні з «великими». Розрахунок за відомою залежністю Лабунцова Д.А. [88] для великого об'єму (4.11) дає уявлення в якому діапазоні знаходяться дані для мініатюрних термосифонів з  $d_{вн} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ . На рис. 4.24 представлено співставлення експериментальних даних з лініями по відомим залежностям.

$$\alpha = 0.075 \left[ 1 + 10 \left( \frac{\rho''}{\rho' - \rho''} \right)^{0.67} \right] \left( \frac{\lambda^2}{\nu \sigma T_s} \right)^{0.33} q^{0.67} \quad (4.11)$$

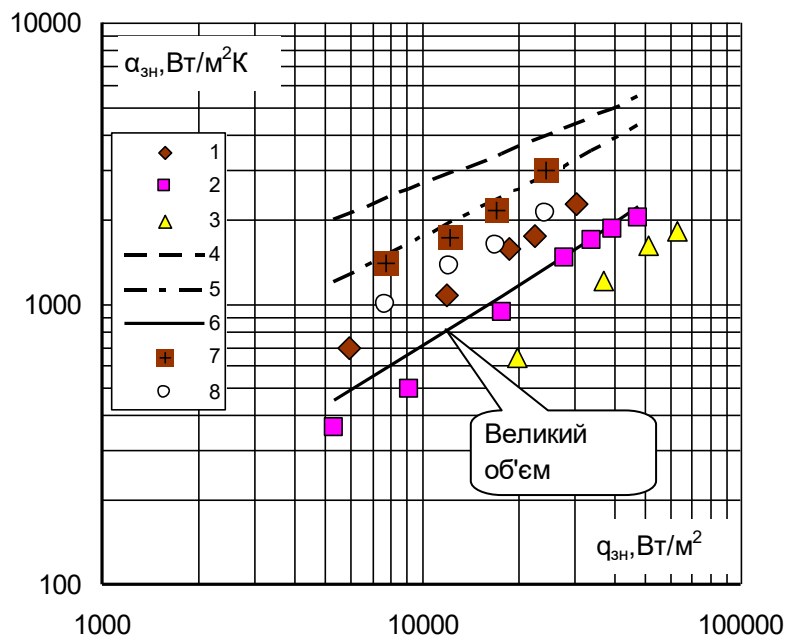


Рис. 4.24. Співставлення експериментальних даних по коефіцієнтам тепловіддачі в зоні нагріву для термосифонів (вода): 1...3 –  $d_{вн} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  (1 –  $K_z = 0,44$ ; 2 –  $K_z = 0,96$ ; 3 –  $K_z = 1,93$ ); 4 – по залежності (1.2) [53]; 5 – по залежності (1.4) [55]; 6 – по залежності (4.11) для великого об'єму; 7,8 –  $d_{вн} = 32 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  [55] (7 –  $K_z = 0,5$ ; 8 –  $K_z = 1,0$ ).

Як видно з рис.4.24 експериментальні дані мініатюрного термосифону з  $d_{вн} = 5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  і заправленого водою лежать значно нижче ліній, що розраховані по залежностям (1.2) [55] і (1.4) [55]. Це є свідченням того, що в даному

випадку має місце вплив стиснених умов, які зменшують інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву. Значення числа Бонда для води і  $d_{\text{вн}} = 5 \cdot 10^{-3}$  м не перевищує  $Bo \approx 2$ .

Інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву з урахуванням попередніх міркувань залежить від багатьох факторів. Насамперед це теплофізичні властивості теплоносіїв, режимні параметри і геометричні характеристики мініатюрних термосифонів.

Проведений аналіз розмірностей показав, що інтенсивність тепловіддачі залежить від наступних впливових безрозмірних комплексів:

$$Nu \sim Re; Bo; Kз; \left( \frac{rd_{\text{вн}}^2}{\nu^2} \right); \left( \frac{\sigma d_{\text{вн}}}{\rho' \nu^2} \right); \left( \frac{\rho''}{\rho'} \right).$$

В результаті аналізу отриманих експериментальних даних було отримано рівняння для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в зоні нагріву мініатюрних термосифонів.

$$Nu = 1.6 \cdot 10^5 Re^{0.84} Bo^{-0.5} Kз^{0.2} \left( \frac{rd_{\text{вн}}^2}{\nu^2} \right)^{-0.15} \left( \frac{\sigma d_{\text{вн}}}{\rho' \nu^2} \right)^{-0.55} \left( \frac{\rho''}{\rho'} \right). \quad (4.12)$$

На рис.4.25 представлено узагальнення даних експериментів для розрахунку коефіцієнтів тепловіддачі в зоні нагріву досліджених термосифонів. Залежність (4.12) з розкидом  $\pm 30\%$  узагальнює 75% експериментальних даних для води, метанолу, етанолу і фреону 113, в діапазоні внутрішніх діаметрів від  $3,0 \cdot 10^{-3}$  м до  $9,0 \cdot 10^{-3}$  м, чисел Re від 10 до 3000, чисел Bo від 0,5 до 4, коефіцієнтів заповнення Kз від 0,33 до 2,04, симплексу  $(\rho'' / \rho')$  від  $5 \cdot 10^{-5}$  до  $3 \cdot 10^{-3}$ , комплексу  $(rd_{\text{вн}}^2 / \nu^2)$  від  $1 \cdot 10^{13}$  до  $3 \cdot 10^{15}$  і комплексу  $(\sigma d_{\text{вн}} / \rho' \nu^2)$  від  $1 \cdot 10^5$  до  $9 \cdot 10^6$ .

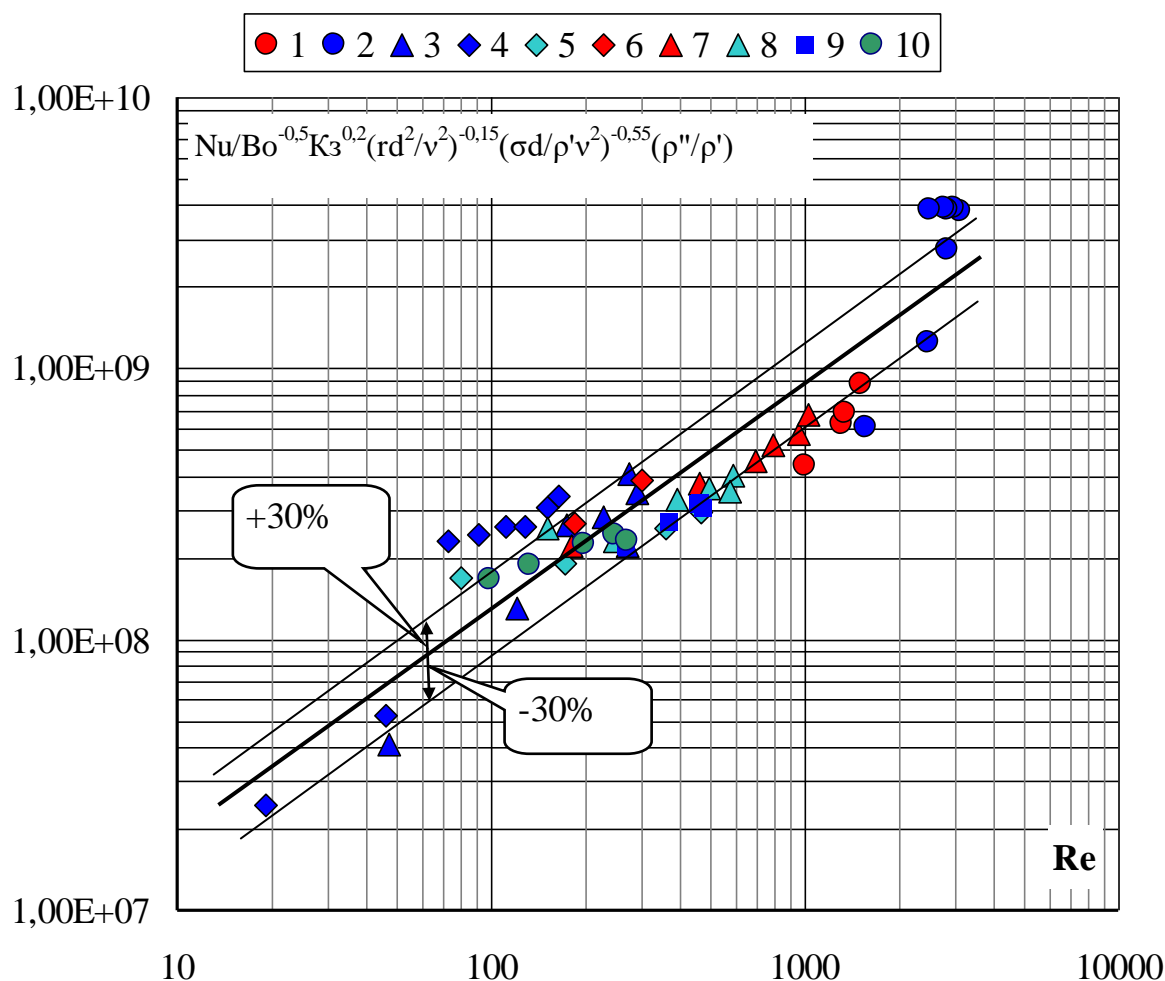


Рис. 4.25. Узагальнення експериментальних даних по рівнянню (4.12) ( $t_{\text{охол}} = 20^\circ\text{C}$ ): 1,2,10 – теплоносій – вода; 3,7,8 – метанол; 4,5,6 – фреон113; 9 – етанол; 1 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $Kz = 0,44$ ; 2 –  $d_{\text{вн}} = 9,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $Kz = 0,33$ ; 3 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $Kz = 0,49$ ; 4 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $Kz = 0,5$ ; 5 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $Kz = 2,04$ ; 6 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $Kz = 1,02$ ; 7 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $Kz = 1,96$ ; 8 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $Kz = 0,98$ ; 9 –  $d_{\text{вн}} = 9,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $Kz = 0,8$ ; 10 –  $d_{\text{вн}} = 3,0 \cdot 10^{-3}$  м,  $Kz = 0,83$ .

В зоні конденсації передбачається, що кут змочування  $\theta$  приблизно дорівнює  $0^\circ$ . Таке припущення має сенс оскільки внутрішня поверхня термосифона перед заправкою теплоносієм ретельно очищується. Тому на поверхні термосифона в цієї зоні на наш погляд повинна проходити плівкова конденсація. В порівнянні з крапельною конденсацією інтенсивність тепловіддачі в цьому випадку буде нижче. Однак в порівнянні з коефіцієнтами тепловіддачі в зоні нагріву вона значно вище. Також вона

залежить від теплофізичних властивостей теплоносія. На рис.4.26 показано вплив виду теплоносія на інтенсивність тепловіддачі в зоні конденсації.

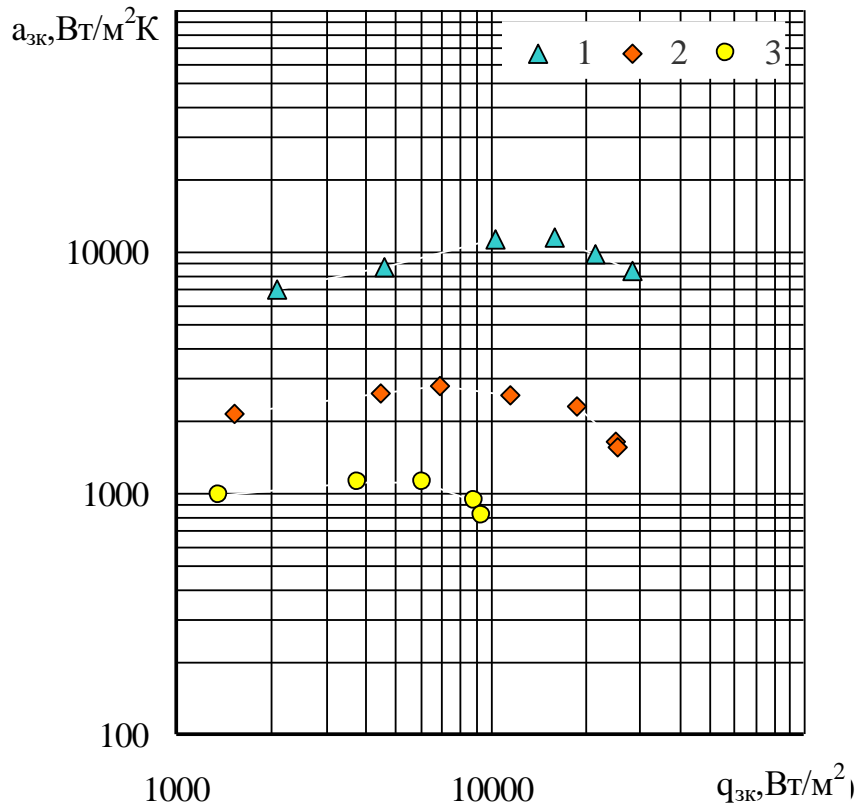


Рис. 4.26. Вплив виду теплоносія на інтенсивність тепловіддачі в зоні конденсації мініатюрного термосифона ( $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м ;  $Kz \approx 0,48$ ) 1 – вода; 2 – метанол; 3 – фреон 113.

Як видно з рис.4.26 з підвищенням теплового потоку спостерігається невелике зростання  $\alpha_{zk}$  до деякого максимуму, а потім його падіння. Це зв'язано з тим, що при великих теплових потоках кількість конденсату збільшується і термічний опір плівки зростає. При цьому теплопередавальна здатність термосифона знижується. Також на інтенсивність тепловіддачі в зоні конденсації суттєву роль грають теплофізичні властивості теплоносіїв. Найбільші коефіцієнти тепловіддачі зафіксовані у води в якості теплоносія, що значно вище, ніж у фреона 113. Такий характер кривих спостерігається і при більш високих коефіцієнтах заповнення (див. рис.4.27 і 4.28).

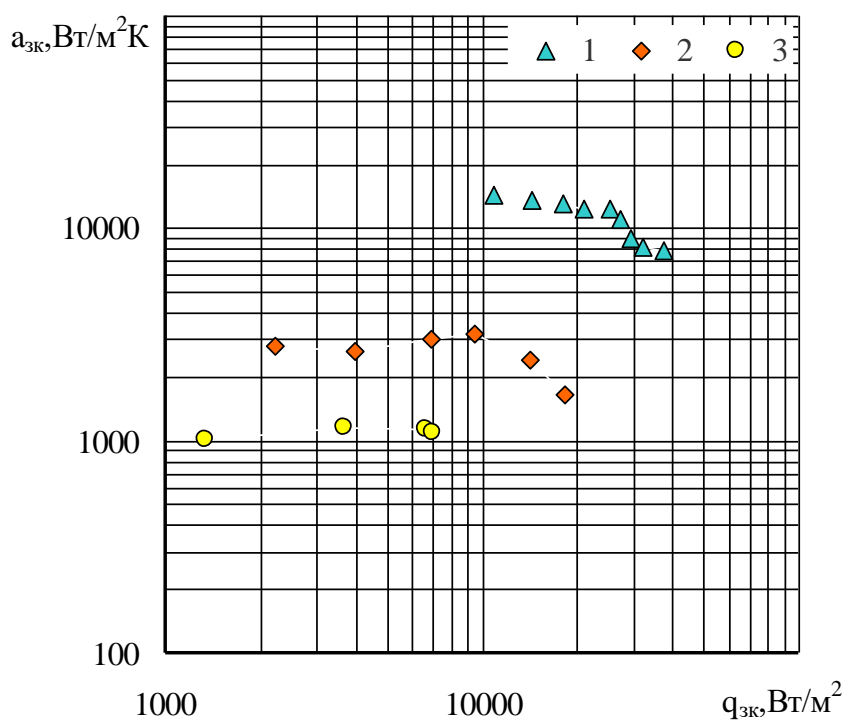


Рис. 4.27. Вплив виду теплоносія на інтенсивність тепловіддачі в зоні конденсації мініатюрного термосифона ( $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м ;  $K_z \approx 0,99$ ) 1 – вода; 2 – метанол; 3 – фреон 113.

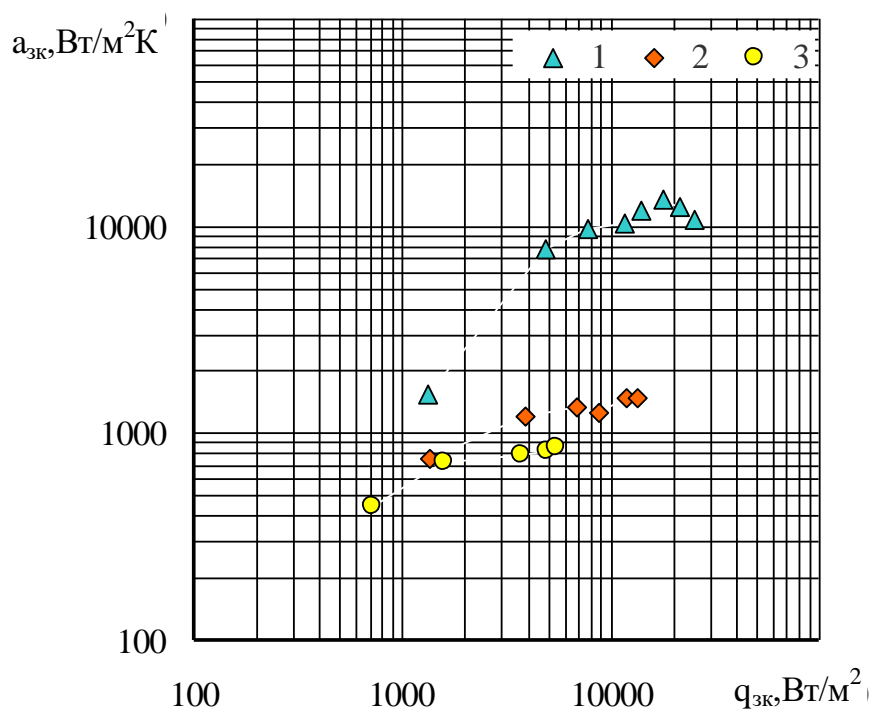


Рис. 4.28. Вплив виду теплоносія на інтенсивність тепловіддачі в зоні конденсації мініатюрного термосифона ( $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м ;  $K_z \approx 1,98$ ) 1 – вода; 2 – метанол; 3 – фреон 113.

Коефіцієнт заповнення слабо впливає на інтенсивність тепловіддачі в зоні конденсації.

Аналіз експериментальних даних по мініатюрному термосифону з внутрішнім діаметром  $d_{\text{вн}}=5,0 \cdot 10^{-3}$  м показав, що інтенсивність тепловіддачі в зоні конденсації залежить від безрозмірних комплексів  $Fr$  і  $Pr$ :

$$Nu = f(Fr; Pr)$$

Експериментальні дані для води з розкидом  $\pm 25\%$  узагальнюються залежністю (рис.4.29):

$$Nu = 41,6 Fr^{-0.1} Pr^{0.54} \quad (4.13)$$

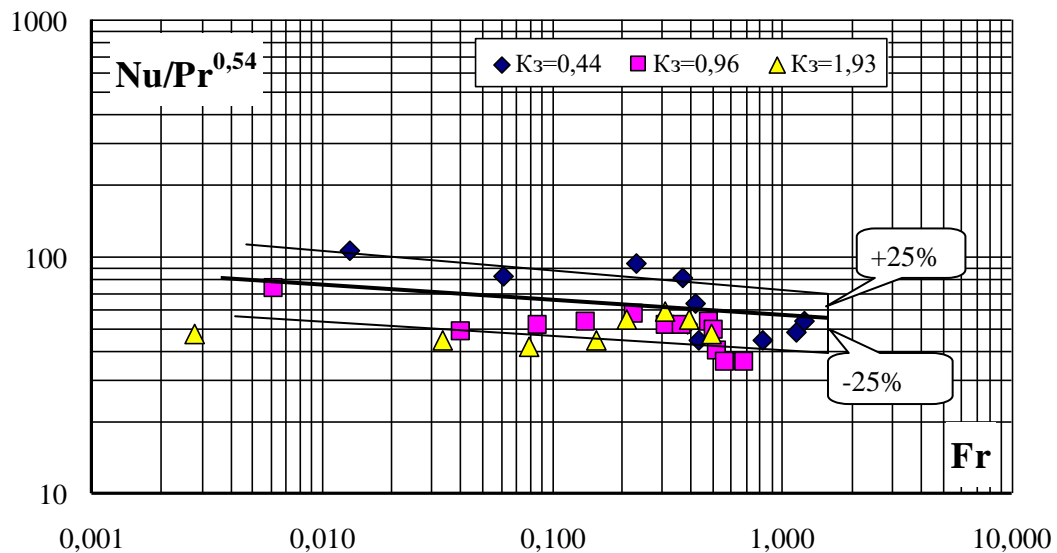


Рис. 4.29. Узагальнення експериментальних даних по рівнянню (4.13) ( $d_{\text{вн}}=5,0 \cdot 10^{-3}$  м; теплоносій – вода).

В [79] було показано, що інтенсивність тепловіддачі в зоні конденсації з достатньою ступеню вірогідності можна розраховувати по рівнянню Нуссельта для плівкової конденсації на вертикальній поверхні [78].

$$\alpha_{\text{зк}} = 0.943 \sqrt[4]{\frac{r(\rho' - \rho'') g \lambda^3}{\nu'(t_{\text{нас}} - t_{\text{зк}}) l_{\text{зк}}}} \quad (4.14)$$

Розкид експериментальних даних у цьому випадку досягає 30%.

#### 4.3. Вплив геометричних характеристик на максимальні теплові потоки мініатюрних термосифонів

Як було наведено раніше основними тепло передаючими характеристиками термосифонів є мінімальний термічний опір  $R_{\min}$  і максимальний тепловий потік  $Q_{\max}$ . Максимальний тепловий потік визначається при мінімальному термічному опорі (рис.4.30)

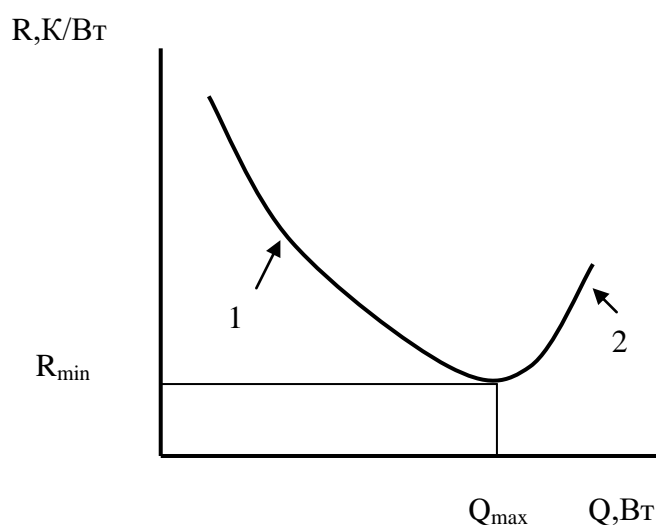


Рис. 4.30. Схема визначення основних теплопередавальних характеристик термосифонів: 1 - режим ефективного теплопереносу; 2 – режим погіршеного теплопереносу.

Режим ефективного теплопереносу характерний збільшенням центрів пароутворення при підвищенні теплового потоку і монотонним зниженням термічного опору до деякого мінімального значення. При цьому гідравлічна картина процесу течії пари і плівки конденсату постійно змінюється. Спочатку при малих  $Q$  частка рідини із зони нагріву викидається в зону конденсації і можна передбачати, що це є снрядний режим течії. Він є періодичним і характерним для малих тисків всередині термосифона. Поступово підвищення теплового потоку призводить до збільшення тиску і

до зміни режимів течії. Швидкість руху пари збільшується і він починає взаємодіяти з плівкою конденсату. В той момент, коли пара починає відтісняти плівку конденсату до зони конденсації, спостерігається дефіцит теплоносія в зоні нагріву. Крім цього при зменшенні діаметру термосифона починають діяти капілярні сили. Вони можуть сприяти виникненню пробки конденсату в зоні транспорту, що також впливає на теплопередавальну спроможність мініатюрних термосифонів.

Режим погіршеного теплопереносу характерний підвищенням перепаду температур між зонами нагріву і конденсації. Причому істотне зростання температури спостерігається в зоні нагріву, що свідчить про виникнення там локальних парових плівок. Основними чинниками, що впливають на максимальні теплові потоки є внутрішній діаметр термосифона, довжини зон теплообміну, коефіцієнт заповнення і теплофізичні властивості теплоносіїв. Також важливим фактором є кут нахилу термосифона.

Внутрішній діаметр парового простору суттєво впливає на спроможність відводити максимальні теплові потоки (рис.4.31). Збільшення діаметру парового простору значно підвищує  $Q_{\max}$ . Так, при  $d_{\text{вн}} = 3,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  максимальний тепловий потік складав приблизно 20Вт, а при  $d_{\text{вн}} = 9,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$   $Q_{\max}$  досягав приблизно 800Вт.

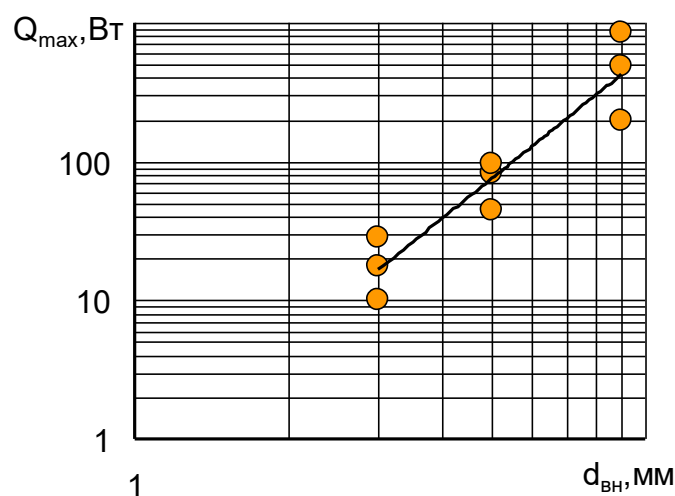


Рис. 4.31. Залежність максимального теплового потоку від внутрішнього діаметру парового простору мініатюрного термосифона (теплоносій – вода).



Обробка експериментальних даних показала, що існує залежність  $Q_{\max} \sim d_{\text{вн}}$ .

$$Q_{\max} = 0.65 d_{\text{вн}}^3. \quad (4.15)$$

Залежність узагальнює експериментальні дані в діапазоні досліджених геометричних характеристик мініатюрних термосифонів заправлених водою. Розкид даних обумовлений впливом різних значень коефіцієнтів заповнення. У роботах [60,89] було показано, що коефіцієнт заповнення в діапазоні від 0,3 до 0,9 не впливає на  $Q_{\max}$ , якщо експеримент проводився при стабільній температурі насичення. Тиск всередині термосифона штучно підтримувався постійним протягом усього експерименту. У реальних конструкціях термосифонів при збільшенні теплового потоку тиск постійно зростає і тому  $Q_{\max}$  повинен залежит від співвідношення довжин теплоносія і зони підводу теплоти ( $Kz$ ). У цьому випадку експерименти показали, що при збільшенні  $Kz$  максимальний тепловий потік  $Q_{\max}$  зменшувався (рис.4.32).

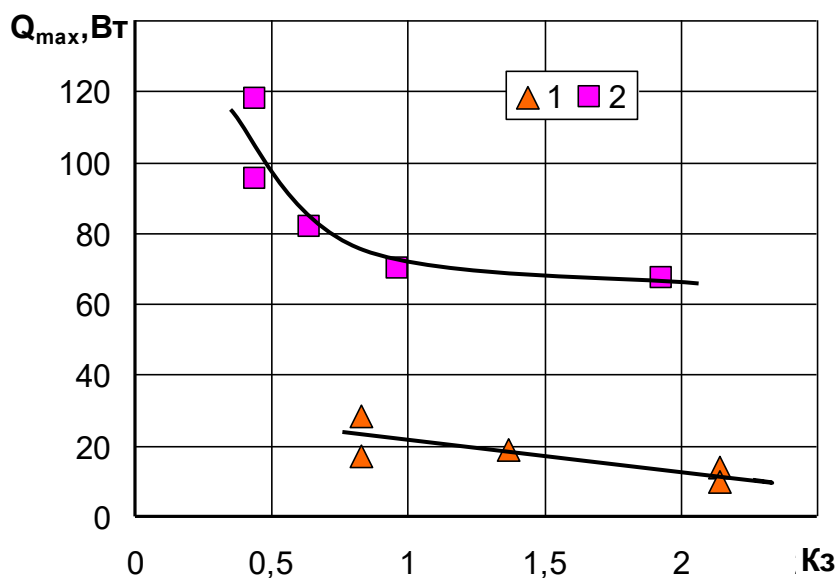


Рис. 4.32. Вплив коефіцієнта заповнення на максимальний тепловий потік (теплоносії – вода): 1 –  $d_{\text{вн}} = 3,0 \cdot 10^{-3}$  м; 2 –  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м.

Причому суттєве зменшення  $Q_{\max}$  спостерігалось від  $Kz = 0,44$  до  $Kz = 1$  для термосифона з  $d_{\text{вн}} = 5,0 \cdot 10^{-3}$  м. Подальше збільшення  $Kz$  приблизно до 2,0

практично не змінювало  $Q_{\max}$ . Цей факт можна пояснити тим, що тиск всередині термосифона, а відповідно і температура насичення при малих значеннях  $K_z$  були вище, ніж при високих  $K_z$ , що співпадає з даними робіт [60,89]. Для термосифона з  $d_{\text{вн}} = 3,0 \cdot 10^{-3}$  м у всьому діапазоні досліджуваних  $K_z$  зниження  $Q_{\max}$  було незначним, тому що тиск всередині термосифона з таким внутрішнім діаметром був приблизно на одному рівні.

Якщо розглянути вплив теплофізичних властивостей на  $Q_{\max}$  (рис.4.33), то видно, що характер зміни  $Q_{\max}$  однаковий для всіх вибраних теплоносіїв.

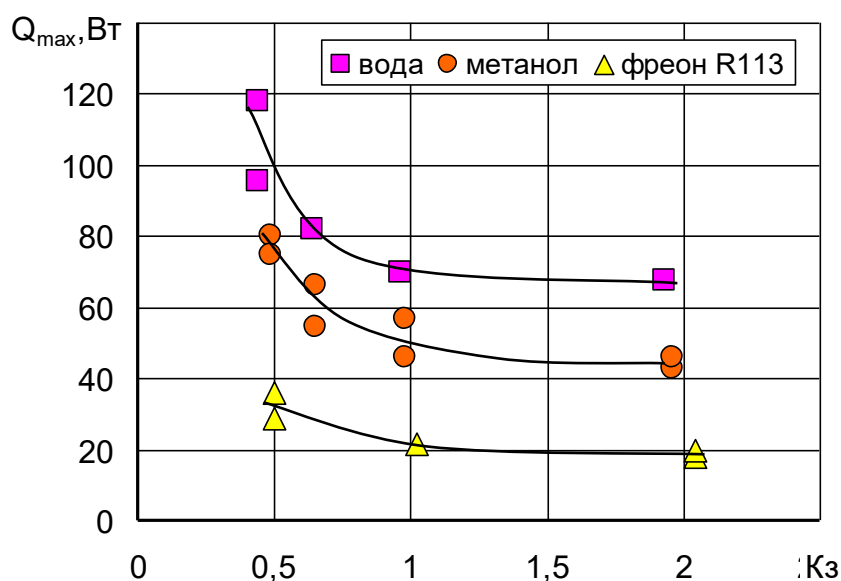


Рис. 4.33. Вплив коефіцієнта заповнення і теплофізичних властивостей теплоносіїв на максимальний тепловий потік мініатюрних термосифонів ( $d_{\text{вн}}=5,0 \cdot 10^{-3}$  м).

Якщо розглянути вплив кута нахилу на  $Q_{\max}$  то можна побачить, що існує діапазон кутів нахилу термосифона, при яких  $Q_{\max}$  має максимальне значення (рис.4.34). Для води це спостерігається при кутах нахилу від  $30^\circ$  до  $75^\circ$ . Причому таке явище відбувається для всіх досліджуваних  $K_z$ , що співпадає з даними [10,28].

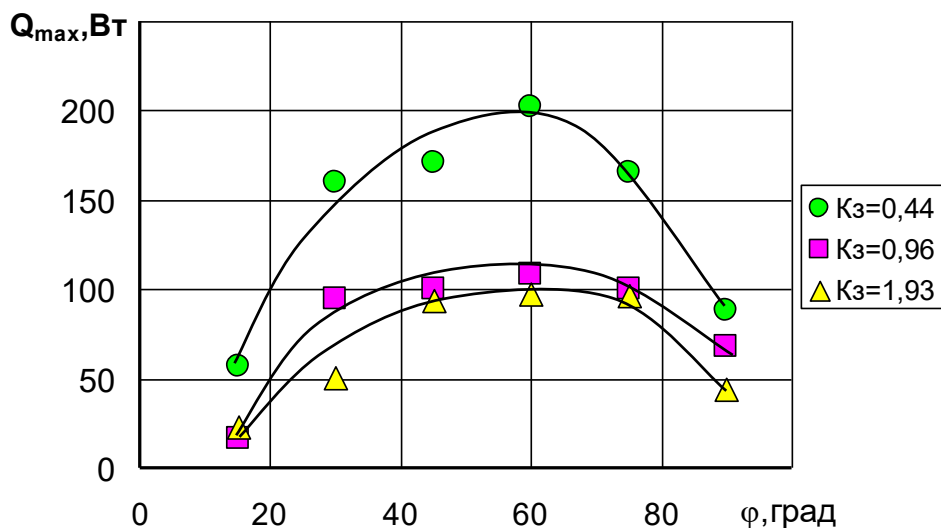


Рис. 4.34. Вплив кута нахилу мініатюрного термосифона з  $d_{en}=5,0 \cdot 10^{-3}$  м і коефіцієнта заповнення на максимальний тепловий потік (теплоносії – вода).

При вертикальному положенні ( $90^\circ$ ) конденсат стікає по всій внутрішній поверхні термосифона. Зустрічний потік пари може привести до захлинання течії конденсату, що призводить до зменшення  $Q_{max}$ . При похилому положенні термосифона конденсат стікає по нижній частині, а на верхній плівка конденсату існує тільки за рахунок сил змочування і має дуже малу товщину. Площа зіткнення плівки з парою зменшується і умови передачі теплоти поліпшуються. Тоді при кутах від  $30^\circ$  до  $75^\circ$  спостерігається максимальне значення граничного теплового потоку. Подальше зниження кута нахилу призводить до зменшення швидкості руху конденсату за рахунок гравітаційних сил із зони конденсації до зони нагріву. При значеннях відношення діаметра парового простору до довжини зони нагріву (для води  $d_{nn}/l_{zn} \approx 0,1$ ) швидкість пари зменшується і відповідно знижується взаємодія зустрічних потоків пари і конденсату. В такому випадку вплив кута нахилу не стає так помітно. Це починає появлятися при  $K_z > 1,0$ .

Вплив теплофізичних властивостей теплоносіїв на  $Q_{max}$  при різних кутах нахилу показано на рис.4.35 і рис.4.36. Для теплоносіїв метанолу і фреону R113 зниження кута нахилу  $\varphi < 90^\circ$  не призводить до суттєвих змін значень

$Q_{\max}$ . Однак при  $K_3 \approx 0,5$  явище максимуму  $Q_{\max}$  при кутах  $30^\circ$  до  $75^\circ$  є помітним.

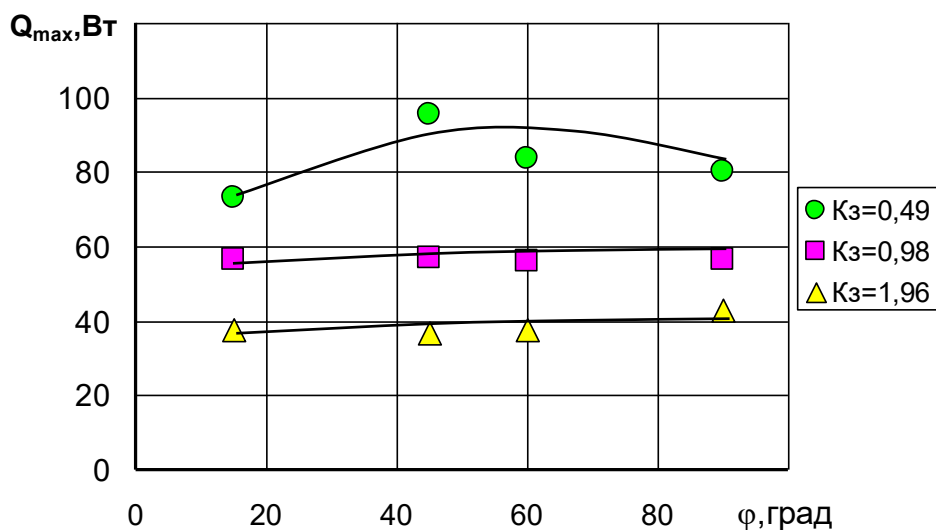


Рис. 4.35. Вплив кута нахилу мініатюрного термосифона з  $d_{\text{вн}}=5,0 \cdot 10^{-3}$  м і коефіцієнта заповнення на максимальний тепловий потік (теплоносій – метанол).

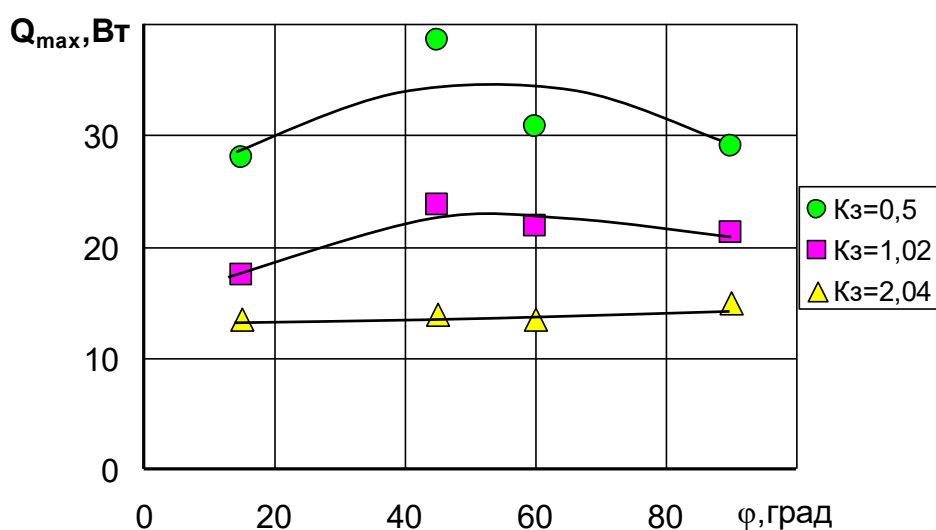


Рис. 4.36. Вплив кута нахилу мініатюрного термосифона з  $d_{\text{вн}}=5,0 \cdot 10^{-3}$  м і коефіцієнта заповнення на максимальний тепловий потік (теплоносій – фреон R113).

Таким чином, на максимальний тепловий потік  $Q_{\max}$  мініатюрних термосифонів впливають багато факторів. Це насамперед внутрішній діаметр парового простора, зміна якого істотно позначається на максимальній

теплопередавальній здатності термосифонів. Також достатньо впливовими є коефіцієнт заповнення, кут нахилу і теплофізичні властивості теплоносіїв.

#### 4.4 Висновки по розділу 4

1. Показано вплив інтенсивності тепловіддачі зовнішнього охолодження зони конденсації на температурний рівень і максимальний тепловий потік мініатюрних термосифонів. Підвищення інтенсивності тепловіддачі зменшує теплопередавальну здатність термосифонів.

2. Встановлено вплив діаметра парового простору, довжини зони нагріву і кількості теплоносія на теплопередаючі характеристики мініатюрних двофазних термосифонів, заповнених водою, метанолом, етанолом і фреоном 113.

3. Визначено, що в результаті руху теплоносія із зони конденсації в зону нагріву, внутрішній діаметр парового простору мініатюрного термосифона зменшується. Причому чим менше діаметр термосифона, тим більше парового простору зайнято плівкою конденсату.

4. Отримано нові залежності в безрозмірною формі для розрахунку термічного опору (4.9; 4.10) і інтенсивності тепловіддачі в зонах теплообміну (4.12) при зміні теплового навантаження.

5. Показано вплив визначальних чинників (внутрішній діаметр, коефіцієнт заповнення, кут нахилу і теплофізичні властивості теплоносіїв) на максимальні теплові потоки мініатюрних термосифонів.

## РОЗДІЛ 5

### ШЛЯХИ ПІДВИЩЕННЯ ТЕПЛОПЕРЕДАВАЛЬНОЇ СПРОМОЖНОСТІ МІНІАТЮРНИХ ТЕРМОСИФОНІВ

#### 5.1 Теплопередавальні характеристики мініатюрних термосифонів з нанорідиною в якості теплоносія

Для дослідження впливу новітніх теплоносіїв (нанорідин) на теплопередавальні характеристики мініатюрних двофазних термосифонів було вибрано два типи нанорідин, які наведені в таблиці 5.1. Вони представляли собою суміш розчину води з нанопорошків. Це колоїдний розчин, в якому нанопорошок знаходиться в підвішеному стані і рівномірно розподілений по всьому об'єму розчину. Нанорідини розроблені в Інституті Газу Національної Академії Наук України.

Таблиця 5.1.

#### Характеристики нанорідин

№	Найменування	% частка у розчині	Радіус порошку, м	$\sigma$ , Н/м
4-1	Вуглецеві нано трубки	0,1	$(410-590) \cdot 10^{-9} \text{ м}$	$71,4 \cdot 10^{-3} \text{ м}$
6-1	Аморфний вуглець DG-100	0,31	$(100-150) \cdot 10^{-9} \text{ м}$	$69,8 \cdot 10^{-3} \text{ м}$

Слід додати, що нанорідина на основі вуглецевих нанотрубок являє собою штучно створену трубку довжиною від  $410 \cdot 10^{-9} \text{ м}$  до  $590 \cdot 10^{-9} \text{ м}$  і діаметром до  $10 \cdot 10^{-9} \text{ м}$ . В той же час аморфний вуглець DG-100 існує у вигляді порошку діаметром  $(100-150) \cdot 10^{-9} \text{ м}$ . Така відмінність двох вибраних нанорідин повинна впливати на теплопередавальні характеристики теплообмінних пристроїв і в даному випадку на процеси кипіння і конденсації у мініатюрних термосифонах. Теплофізичні властивості таких нанорідин ще недостатньо вивчені, тому узагальнити процеси теплообміну існуючими кретириальними залежностями на даний час не має можливості.

Дослідження проводилося на експериментальній установці (рис.2.2) на термосифоні з внутрішнім діаметром  $5,0 \cdot 10^{-3} \text{ м}$  та довжиною  $0,7 \text{ м}$ . Коефіцієнт заповнення термосифонів був від  $0,44$  до  $1,82$ . Всі геометричні характеристики термосифона і режимні параметри були ідентичні термосифону, заповненому водою.

Проведені дослідження показали, що при заповненні термосифонів нанорідинами картина температурного режиму не відрізняється від ординарної рідини (вода). При малих теплових потоках спостерігаються пульсації температури в зоні нагріву. Значення амплітуди пульсацій температури приблизно співпадає з отриманими при заповненні водою (рис.5.1).

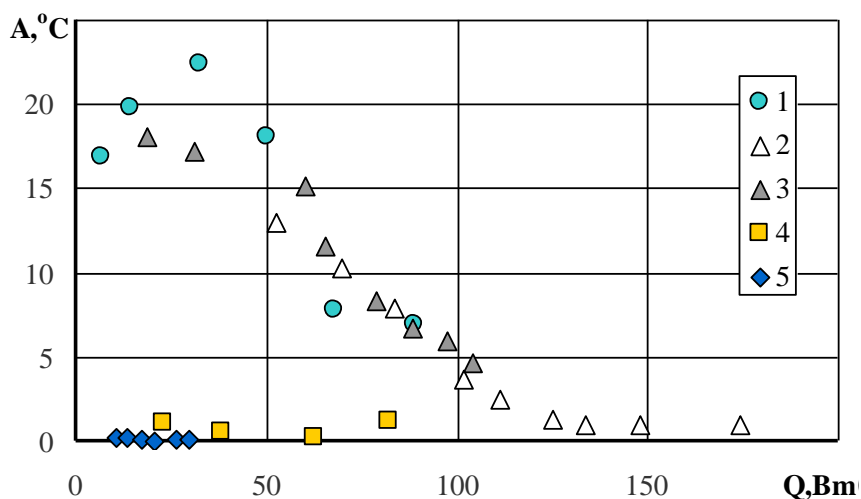


Рис.5.1. Залежність амплітуди пульсацій температури в зоні нагріву від теплового потоку, що відводиться ( $d_{nn}=5 \cdot 10^{-3} \text{ м}$ ,  $l_{zn}=0,2 \text{ м}$ ;  $Kz \approx 0,47$ ;  $t_{охл}=20^\circ \text{C}$ ): 1 – вода; нанорідини: 2 – 4-1; 3 – 6-1; 4 – метанол; 5 – фреон R-113.

З рисунка видно, що найбільша амплітуда пульсацій температури для води і нанорідин спостерігається в області малих теплових навантажень. А для метанолу і фреону R-113 пульсації температури практично не спостерігалися. Це можна пояснити тим, що у процесі виникнення парової бульбашки основний вклад у відбір теплоти від поверхні нагріву залежить від значення теплоти пароутворення  $r$ , яка у води у два рази більше чим у метанолу і у 20 разів перевищує фреон R-113.

Дослідження показало, що процеси передачі теплоти термосифона з нанорідиною не відрізняються від термосифонів з іншими теплоносіями. При збільшенні теплового потоку термічний опір зменшується і залежить від коефіцієнта заповнення. Відмінність полягає тільки в кількісних характеристиках. Так, на рис. 5.2 і 5.3 показано залежності термічного опору термосифонів для двох типів нанорідин.

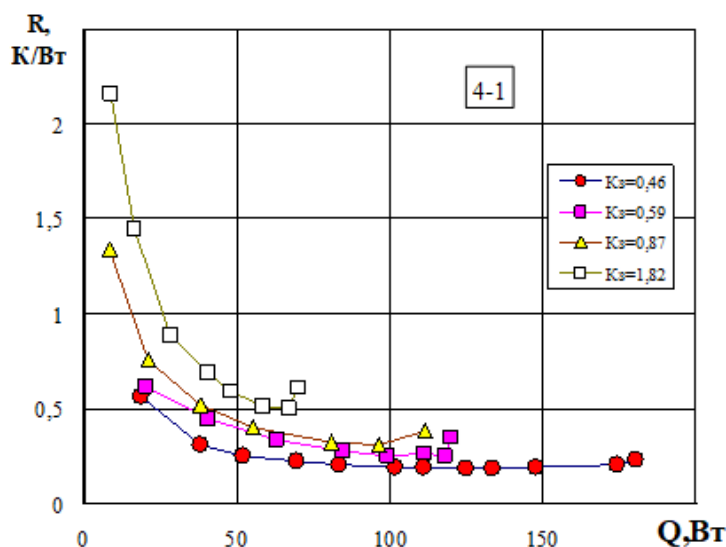


Рис. 5.2. Залежність термічного опору термосифона від переданого теплового потоку, (термосифон 4–1).

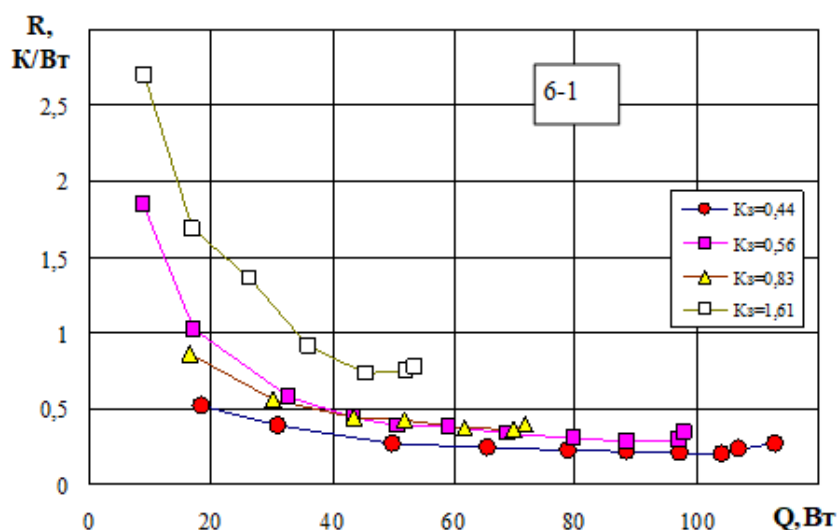


Рис 5.3. Залежність термічного опору термосифона від переданого теплового потоку, (термосифон 6–1).



З рисунків видно, що рідини з вуглецевими нанотрубками можуть передавати більший тепловий потік в порівнянні з аморфним вуглецем. Це можливо залежить від концентрації порошку в воді і його типу. На рис. 5.4 наведені порівняння інтенсивності тепловіддачі в зоні нагріву двох термосифонів: з водою і з вуглецевими нанотрубками.

Розрахунок середнього коефіцієнта тепловіддачі в зоні нагріву показав, що характер зміни інтенсивності тепловіддачі для термосифонів з нанорідиною практично співпадає з заправленим водою. Відмінність тільки в тому, що максимальні значення густини теплового потоку для води значно менше ніж у термосифонів з нанорідиною. Зростання  $q_{max}$  спостерігається приблизно у два рази.

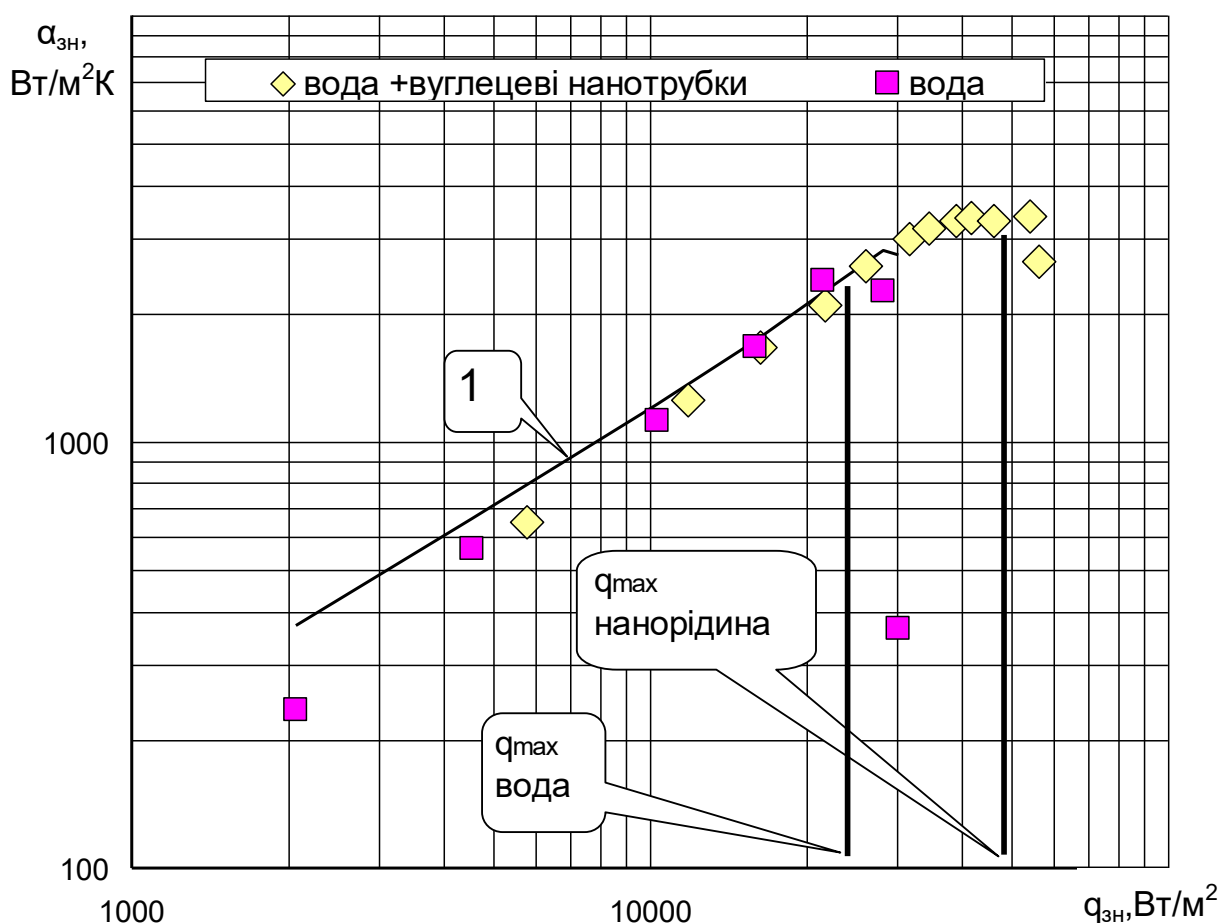


Рис. 5.4. Залежність інтенсивності тепловіддачі в зоні нагріву термосифона від переданого теплового потоку ( $Kz = 0,46$ )

Лінія 1 (рис.5.4) в області бульбашкового кипіння проведена по відомій залежності [78]:

$$\alpha = 3q^{0.7} P^{0.15}. \quad (5.1)$$

Співпадіння експериментальних даних з відомою залежністю (5.1) дає змогу передбачити, що інтенсивність тепловіддачі в зоні нагріву термосифонів з нанорідинами в якості теплоносіїв підпорядковуються відомим законам теплообміну.

З рис.5.4. видно, що до густини теплового потоку близько  $25 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$ , інтенсивність тепловіддачі для води і нанорідин практично збігаються. Однак при підвищенні теплового потоку в термосифоні з водою настає криза тепловіддачі, що характеризується різким підвищенням температури в зоні нагріву. У той же час термосифон з нанорідиною продовжує відводити теплові потоки більшої величини. Криза тепловіддачі в цьому випадку приблизно в два рази перевищує значення, яке було зафіксовано в термосифоні з водою. Це свідчить про те, що в зоні нагріву при кипінні формується своєрідна поверхня, яка перешкоджає з'єднанню парових бульбашок і появи парових плівок [90].

Кут нахилу термосифона з нанорідиною також впливає на його теплопередавальну здібність. На рис. 5.5 показано зміна термічного опору від теплового потоку при фіксованому коефіцієнті заповнення  $K_z = 0,46$ . Найбільший тепловий потік і мінімальний термічний опір спостерігався при куті нахилу термосифона  $45^\circ$ .

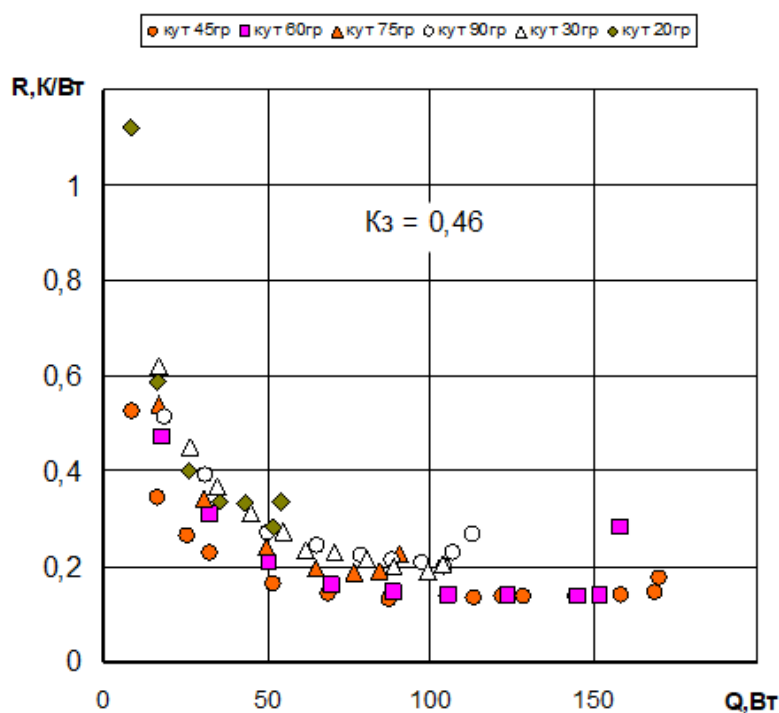


Рис. 5.5. Вплив кута нахилу термосифона на його термічний опір (термосифон 4–1).

На рис.5.6 також показано, що найбільш оптимальний діапазон нахилу термосифона лежить в межах від  $40^\circ$  до  $70^\circ$ , що співпадає з попередніми дослідженнями різних авторів [10,91].

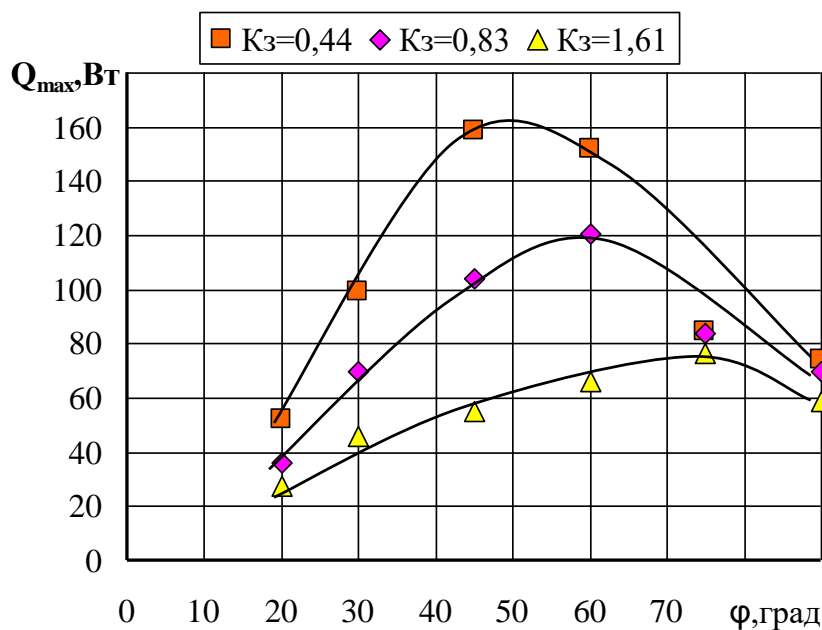


Рис. 5.6. Залежність максимального теплового потоку термосифона від кута нахилу (термосифон 4–1)

На максимальні теплові потоки суттєво впливає і коефіцієнт заповнення (рис.5.7). Збільшення  $K_z$  призводить до зниження  $Q_{max}$ . В порівнянні з водою кращі характеристики показали термосифони з нанорідинами, в яких наповнювачем є вуглецеві нанотрубки. При низьких значеннях  $K_z \sim 0,5$  збільшення  $Q_{max}$  спостерігається у 2 рази. Якщо  $K_z > 1$ , то цей показник зменшується. Для аморфного вуглецю вже при  $K_z \approx 1,5$  показники  $Q_{max}$  практично збігаються для води і аморфного вуглецю.

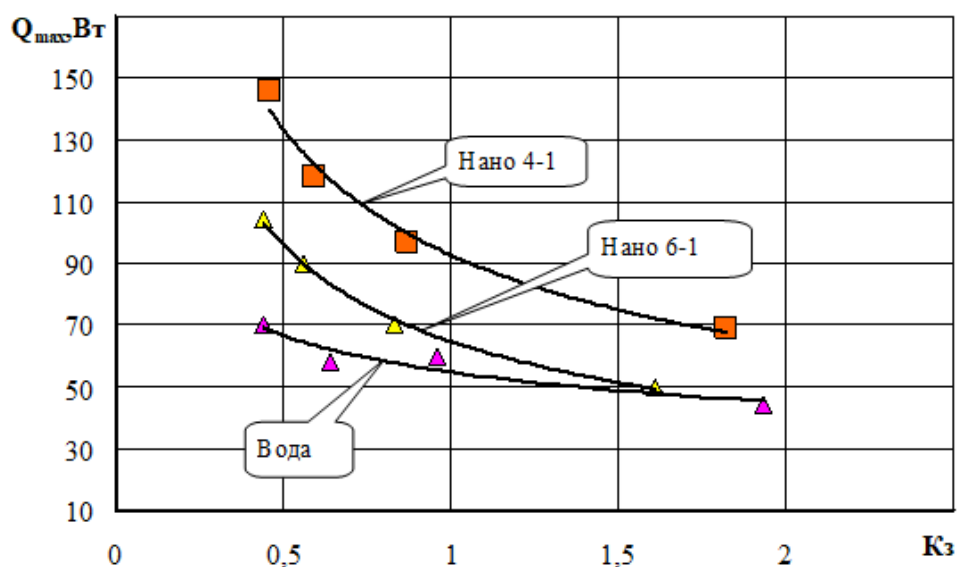


Рис. 5.7. Залежність максимального теплового потоку термосифона від коефіцієнта заповнення  $K_z$ .

Таким чином, проведені дослідження теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів з нанорідиною як теплоносієм показали, що їх характеристики значно перевищують показники термосифонів з водою.

## 5.2. Розробка інженерної методики розрахунку мініатюрних термосифонів для систем охолодження електронної апаратури

Вибір мініатюрних термосифонів у якості основи при проектуванні систем охолодження має наступні незаперечні переваги, при вирішенні основних проблем термостабілізації електронних приладів.

1. Обмежені розміри. У деяких розробках, габаритні розміри приладів, що потребують зовнішнього охолодження, не дозволяють ефективно використовувати пряме обдування повітрям. В цій ситуації, мініатюрні термосифони можуть використовуватися для відведення теплоти, що виділяється приладом, в зону, де її можливо утилізувати за допомогою природної чи вимушеної конвекції.

2. Відсутність енергоспоживання. Охолодження за допомогою вентиляторів потребує підведення електричного струму для їх живлення. У деяких мініатюрних пристроях вентилятори використовують енергію вбудованого акумулятора, що в свою чергу зменшує ефективний час автономної роботи пристрою. Застосування мініатюрних термосифонів в даній ситуації дозволяє розробнику використовувати додаткову площу для відведення теплоти за допомогою натуральної конвекції, без використання вентиляторів. Це суттєво підвищить економічність та зменшить енергоспоживання систем тепловідведення.

3. Мала шумність систем охолодження. При переході на охолодження за допомогою природної конвекції з використанням мініатюрних термосифонів не виникає шумових ефектів. Використання мініатюрних термосифонів разом з мініатюрним вентилятором, у випадку неможливості застосування природної конвекції, також значно знижує рівень шуму системи охолодження у порівнянні з традиційними системами.

4. Можливість охолодження в герметичних умовах. В деяких випадках пристрій, що охолоджується знаходиться в герметичній зоні, яка захищає його від впливу оточуючого середовища. В таких випадках, відведення теплоти повинно виконуватися через герметичний вивід. Мініатюрні термосифони забезпечують можливість відводу теплоти в таких умовах.

5. Мала вага систем охолодження. Розміщення на об'єкті охолодження радіатора великої маси може викликати надмірне навантаження на основу конструкції, що може призвести до її деформації або навіть пошкодження. Найкращий варіант розв'язання проблеми це застосування охолоджуючого

пристрою, який має низький термічний опір та малу вагу. Габаритні показники радіаторів, що використовуються для термостабілізації сучасних електронних компонентів збільшуються одночасно зі збільшенням теплового навантаження. Використання мініатюрних термосифонів для відведення теплоти за межі корпусу комп'ютера дозволить суттєво зменшити габарити та масу системи охолодження.

#### 5.2.1. Постановка задачі при розрахунку мініатюрних термосифонів

При рішенні проблеми відводу теплоти від мініатюрних електронних пристроїв вихідними даними звичайно є:

- максимальна температура джерела теплоти  $T_{\max}$  ;
- потужність теплового потоку, яку необхідно відвести від об'єкту охолодження  $Q$ ;
- температура охолоджуючого середовища  $T_{\text{ср}}$  і умови відводу теплоти;
- геометричні параметри пристрою (розміри теплообмінних поверхонь, довжини зон теплообміну, конфігурація і положення в просторі елементів пристрою).

Крім цього можуть бути задані особливі умови, наприклад необхідність мінімізації маси, розмірів та ін.

По наявним вихідним тепловим даним визначається необхідний термічний опір системи відводу і підведення теплоти. Потім, виходячи з конструктивних можливостей створення системи охолодження або задаючись орієнтованим значенням термічного опору одного мініатюрного термосифону визначається необхідна кількість їх у пристрої. Це звичайно залежить від геометричних розмірів термосифона (діаметр та довжини зон теплообміну). Термічний опір в даному випадку знаходиться в діапазоні від 0,01 К/Вт до 0,5 К/Вт. Оскільки в пристрої термосифон є одним з послідовно включених елементів на шляху відводу і підведення теплоти, то для створення ефективної й оптимізованої системи охолодження необхідно

прагнути до рівноцінності величин термічних опорів вузлів і теплових контактів.

Після попередніх оцінок у першому наближенні за допомогою відомих методів теплових розрахунків визначається розподіл температури по елементах створюваної установки чи приладу, на підставі цього знаходяться температури зон нагрівання і конденсації  $T_{\text{зн}}$  і  $T_{\text{зк}}$  мініатюрного термосифона як одного з елементів на шляху теплового потоку.

Ці температури разом із заданою потужністю теплового потоку, що приходить на одного мініатюрного термосифона  $Q_{\text{тс}}$ , і є безпосередньо вихідними даними для розрахунку теплопередаючих характеристик термосифонів малих розмірів.

При зазначеній постановці задачі, тобто при твердому завданні всіх трьох зазначених параметрів ( $T_{\text{мах}}$ ,  $Q_{\text{тс}}$ ,  $T_{\text{ср}}$ ), основним параметром, який регулюється в процесі конструкторського розрахунку є термічний опір мініатюрного термосифона. Підбір його з оптимальними характеристиками (термічний опір значно нижче, ніж опори усіх елементів системи охолодження) дозволить забезпечити зазначені температури приладу при даному тепловому потоці.

Основними екстенсивними шляхами такого регулювання є варіювання геометричними розмірами зон теплообміну і кількістю теплоносія (коефіцієнта заповнення). Таке регулювання не завжди можливе в силу особливостей конструкції мікроприладу. До інтенсивних методів оптимізації термічного опору відносяться створення мініатюрного термосифона з використанням нових принципів і конструкцій.

У тих випадках коли жорстко задаються геометричні розміри зон теплообміну, задачею конструкторського розрахунку мініатюрного термосифона є визначення оптимальних параметрів коефіцієнтів заповнення і виду теплоносія, що забезпечують:

- мінімальний термічний опір,  $R_{\text{тс}}$ ;
- максимальну потужність переданого теплового потоку,  $Q_{\text{мах}}$ ;

В усіх зазначених випадках один з вихідних параметрів -  $R_{tc}$ ,  $Q_{max}$  буде залежати від фізичних можливостей реалізації випарно-конденсаційного циклу в заданих просторових розмірах і може бути не забезпечений. У таких випадках необхідне коректування конструкції приладу.

Конструкторський тепловий розрахунок мініатюрного термосифона виконується методом послідовних наближень по наступному алгоритму.

Оцінивши в першому наближенні, як було зазначено вище, значення температур  $T_{zn}$  і  $T_{zk}$  у зонах нагрівання і конденсації, можна визначити температурний рівень роботи мініатюрного термосифона і задатися температурою пари:

$$T_{mc} = 0,5 (T_{zn} + T_{zk}) \quad (5.2)$$

Значення  $T_{tc}$  буде вихідним для визначення всіх теплофізичних параметрів теплоносія. На даному етапі виробляється вибір теплоносія і матеріалу корпусу мініатюрного термосифона. При цьому основна увага приділяється питанням термічної стійкості теплоносія, його ефективності на даному температурному рівні, сумісності з матеріалом і корпусу мініатюрного термосифона, міцністю корпусу при тиску насичення і температурі  $T_{tc}$ .

Ефективність використання теплоносія визначається комплексом Мерріта  $N$  (коефіцієнт переносу теплоти) [87] для рідини та пари, який застосується для вибору теплоносія у випарно-конденсаційних системах.

$$N_p = \frac{\sigma r}{\nu'} \quad N_n = \frac{\sigma r}{\nu''} \quad (5.3)$$

За допомогою параметра  $N$  (рис. 5.8) вибирають теплоносії з найкращими характеристиками в заданому температурному діапазоні.



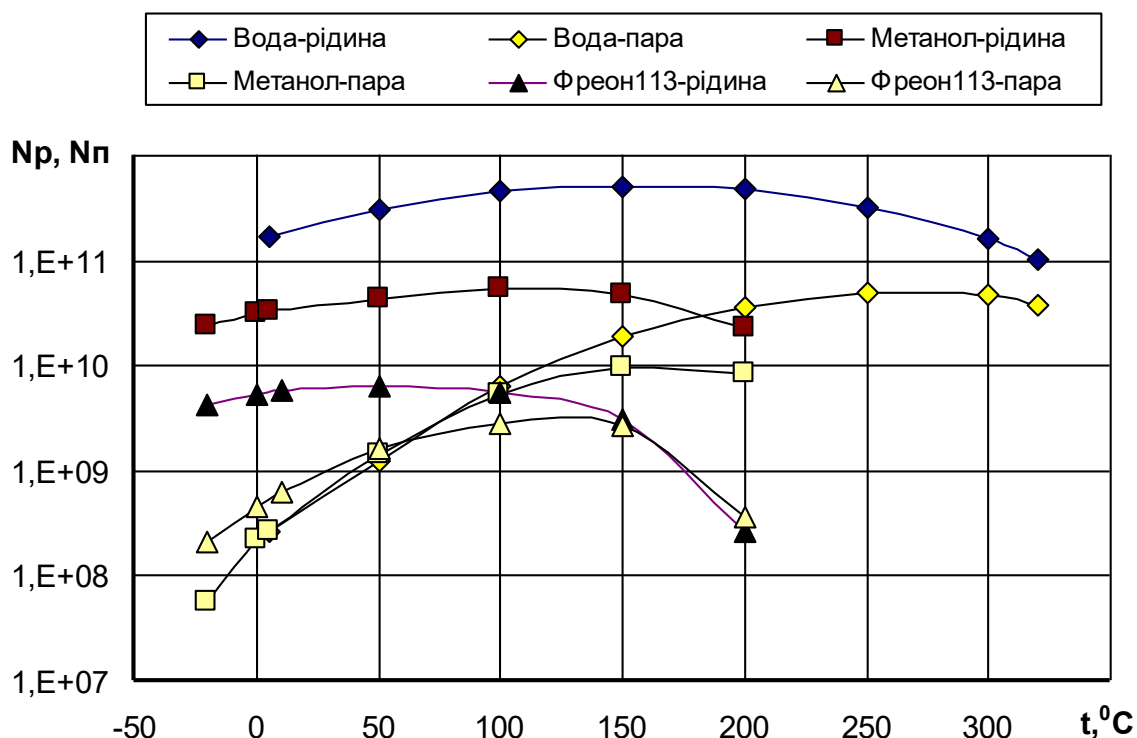


Рис. 5.8 – Залежність комплексу  $N$  для рідини і пари від температури насичення для води, метанолу і фреону 113

З рис.5.8 видно, що в діапазоні температур від  $50^\circ\text{C}$  до  $300^\circ\text{C}$  найкращим теплоносієм з точки зору передачі теплоти є вода. При температурах нижче  $0^\circ\text{C}$  вода в якості теплоносія не може використовуватися. В такому випадку можна застосовувати такі рідини як метанол та різні фреони. Все залежить від умов роботи електронних пристроїв. В деяких випадках температура, яку необхідно підтримувати на поверхні пристрою, може бути значно нижче  $0^\circ\text{C}$ , тоді в якості теплоносіїв необхідно застосовувати, наприклад, азот в рідкому стані.

### 5.2.2. Визначення перепадів температури і термічного опору

Для визначення коефіцієнта тепловіддачі в зоні конденсації необхідно знати, який характер теплообміну на внутрішній поверхні цієї ділянки мініатюрного термосифона. При виготовленні герметичних випаровувально-конденсаційних систем їх внутрішня поверхня ретельно очищується, тому

вона гарно змочується теплоносієм. В цьому випадку можна передбачити, що в зоні конденсації вся поверхня покрита плівкою конденсату і для розрахунку коефіцієнту тепловіддачі термосифону можна скористатися рівнянням Нуссельта, яке наводиться в [78,79]:

$$\alpha_{зк} = 0,943 \sqrt[4]{\frac{r(\rho' - \rho'')g\lambda^3}{\nu'(t_{нас} - t_{зк})l_{зк}}} \quad (5.4)$$

Коефіцієнти тепловіддачі в зоні нагріву мініатюрного термосифона також можна розрахувати по залежності:

$$Nu = 1.6 \cdot 10^5 Re^{0.84} Bo^{-0.5} Kz^{0.2} \left( \frac{rd_{вн}^2}{\nu^2} \right)^{-0.15} \left( \frac{\sigma d_{вн}}{\rho' \nu^2} \right)^{-0.55} \left( \frac{\rho''}{\rho'} \right). \quad (5.5)$$

Площі поверхонь теплообміну  $F_{зн}$ ,  $F_{зк}$  визначаються як:

$$F_{зн} = \pi d_{вн} l_{зн} \quad (5.6)$$

$$F_{зк} = \pi d_{вн} l_{зк} \quad (5.7)$$

Густини теплових потоків розраховуються по заданому тепловому потоку, який необхідно відвести від пристрою:

$$q_{зн} = \frac{Q}{F_{зн}} \quad (5.8)$$

$$q_{зк} = \frac{Q}{F_{зк}} \quad (5.9)$$

Перепад температур у зонах теплообміну дорівнює:

$$\Delta T_{зк} = \frac{q_{зк}}{\alpha_{зк}} \quad (5.10)$$

$$\Delta T_{3H} = \frac{q_{3H}}{\alpha_{3H}} \quad (5.11)$$

Перепад температур на стінках мініатюрного термосифона  $\Delta T_{\xi^e}$  і  $\Delta T_{\xi^i}$  розраховуються по відомим залежностям для циліндрів [78]

Загальний температурний перепад термосифона визначається:

$$\Delta T = \Delta T_{3H} + \Delta T_{3K} + \Delta T_{cm}^{3H} + \Delta T_{cm}^{3K} \quad (5.12)$$

Термічний опір мініатюрного термосифона розраховується за (5.13):

$$R_{TC} = \frac{\Delta T_{TC}}{Q} \quad (5.13)$$

На цьому перший етап розрахунку завершується. Наступним етапом є корекція геометричних характеристик мініатюрних термосифонів та уточнюється значення температури насичення  $T_{TC}$ , використовуючи величини  $\Delta T_{3H}$  і  $\Delta T_{3K}$ . Потім виконується другий розрахунок, у результаті якого визначається максимальний тепловий потік і мінімальний термічний опір.

### 5.3 Висновки по розділу 5

1. Вперше показано збільшення теплових потоків, що відводяться, мініатюрних термосифонів при використанні в якості теплоносіїв нанорідин на основі вуглецевих нанотрубок і аморфного вуглецю. Розрахунок інтенсивності тепловіддачі в зоні нагріву таких термосифонів можна розраховувати по відомим залежностям для бульбашкового кипіння.

2. Розроблена інженерна методика розрахунку перепадів температур і термічного опору мініатюрних термосифонів.

## ВИСНОВКИ

1. Розроблено експериментальну установку для дослідження теплопередавальних характеристик мініатюрних термосифонів з внутрішніми діаметрами від 3 мм до 9 мм і довжиною 700мм.
2. Представлено методику вимірювання і обробки теплопередаючих характеристик мініатюрних термосифонів. Розраховано похибку вимірювання коефіцієнтів тепловіддачі в зонах теплообміну і термічного опору.
3. Показано, що зменшення внутрішнього діаметра термосифона приводить до ситуації, яка змінює температурний рівень рідини. Температура рідини в зоні нагріву перевищує температуру насичення. Рідина в цієї зоні знаходиться у метастабільному стані.
4. Розкрито фізичну картину пульсацій температури в зоні нагріву і характер впливу на амплітуду пульсацій роду рідини. Амплітуда пульсацій температури знижується при збільшенні теплового потоку. Фізично представлено виникнення пульсаційного характеру теплопередачі у мініатюрних термосифонах. Розкрито механізм цього явища і вплив основних чинників.
5. Вперше отримані дані впливу коефіцієнта заповнення на температурний рівень мініатюрних термосифонів. Показано, що основний вклад у градієнт температури між зонами теплообміну спостерігається в зоні нагріву. Збільшення коефіцієнта заповнення підвищує перепад температур між зонами теплообміну і знижує максимальний тепловий потік, що відводиться.
6. Показано вплив інтенсивності тепловіддачі зовнішнього охолодження зони конденсації на температурний рівень і максимальний тепловий потік мініатюрних термосифонів. Підвищення інтенсивності тепловіддачі зменшує теплопередавальну здатність термосифонів.

7. Встановлено вплив діаметра парового простору, довжини зони нагріву і кількості теплоносія на теплопередаючі характеристики мініатюрних двофазних термосифонів, заповнених водою, метанолом, етанолом і фреоном 113.

8. Визначено, що в результаті руху теплоносія із зони конденсації в зону нагріву, внутрішній діаметр парового простору мініатюрного термосифона зменшується. Причому чим менше діаметр термосифона, тим більше парового простору зайнято плівкою конденсату.

9. Отримано нові залежності в безрозмірною формі для розрахунку термічного опору (4.9; 4.10) і інтенсивності тепловіддачі в зонах теплообміну (4.12; 4.13) при зміні теплового навантаження.

10. Показано вплив визначальних чинників на максимальні теплові потоки мініатюрних термосифонів. Це внутрішній діаметр, коефіцієнт заповнення, кут нахилу і вид теплоносія.

11. Вперше показано збільшення теплових потоків, що відводяться, мініатюрних термосифонів при використанні в якості теплоносіїв нанорідин на основі вуглецевих нанотрубок і аморфного вуглецю. Розрахунок інтенсивності тепловіддачі в зоні нагріву таких термосифонів можна розраховувати по відомим залежностям для бульбашкового кипіння.

12. Розроблена інженерна методика розрахунку перепадів температур і термічного опору мініатюрних термосифонів.

## СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. <https://www.vedomosti.ru/opinion/articles/2017/06/07/693336-zakon-mura>.
2. Батушев В.А., Вениаминов В.Н., Ковалев В.Г. Микросхемы и их применение. – М. Энергия. – 1978. – 248 с.
3. Ніколаєнко Ю.Є. Засоби забезпечення теплових режимів на основі теплових труб для пристроїв обчислювальної техніки та керування: автореф. дис. на здобуття наук. ступеня докт. техн. наук: спец. 05.14.06 "Технічна теплофізика та промислова теплоенергетика" – 2009. – 36с.
4. Дульнев Г.Н., Семьяшкин Э.М. Теплообмен в радиоэлектронных аппаратах. – Л.: Энергия. – 1968. – 360 с.
5. Горюнова Н.П. Конструкции корпусов и тепловые свойства полупроводниковых приборов. Под общ. ред., М.: Энергия. – 1972. – 120 с.
6. Спиридонов Н.С. Основы теории транзисторов. – Киев: Техника. – 1975. – 360 с.
7. Туник А.Н. Охлаждение радиоэлектронной аппаратуры жидкими диэлектриками. – М.: Сов. радио. – 1973. – 248 с.
8. Козлов Ю.И., Меркель Е.Ю., Кришталь Н.Д. Теплообмен при свободной конвекции в ограниченных объемах электронной аппаратуры. *Вопросы судостроения*, сер. ВТ. – 1977. – вып. 18. – с. 42–49.
9. Кравец В.Ю. Теплообмен при кипении жидкостей на микроповерхностях в большом объеме применительно к охлаждению элементов радиоэлектронной аппаратуры: - автореф. дис. на соиск. научн. степени канд. техн. наук: спец. 01.04.14 "Теплофизика" – Киев. – 1984. – 16с.
10. Безродный М.К., Пиоро И.Л., Костюк Т.О. Процессы переноса в двухфазных термосифонных системах. Теория и практика. – К: Факт. – 2005. – 704 с.
11. Reay D., Kew P., Mcglen R. Heat pipes theory, design and applications. – USA. Published by Elsevier LTD. – 2014. – 251 p.
12. Faghri A. Heat pipe science and technology. Philadelphia, PA: Taylor & Francis – 1995. – 849 p.

13. Franco A., Filippeschi S. Closed loop two-phase thermosyphon of small dimensions: a review of the experimental results. *Microgravity Sci. Technol.* – 2012. – V.24 – pp.65–79.
14. Di Marco P., Filippeschi S., Franco A., Jafari D. Theoretical analysis of screened heat pipes for medium and high temperature solar applications. *J. Phys Conf.* – 2014. – 547:012010.
15. Peterson, G. P., An Introduction to Heat Pipes: Modeling, Testing and Applications, John Wiley & Sons, New York, NY, September 1994, 356 pp.
16. Hakeem M.A., Kamil M., Arman I. Prediction of temperature profiles using artificial neural networks in a vertical thermosiphon re-boiler. *Appl. Therm. Eng.* – 2008. – V.28 – pp.1572–1579.
17. Cao Y., Gao M. Wickless network heat pipes for high heat flux spreading applications. *Int. J. Heat Mass Transf.* – 2002. – V.45 – pp. 39–47.
18. Sundaram A.S., Bhaskaran A. Thermal modeling of thermosyphon integrated heat sink for CPU cooling. *J. Electron Cool Thermal Control* – 2011. – V.1 – pp.15–21.
19. Siedel S., Robinson A.J., Kempers R., Kerslake S. Development of a naturally aspired thermosyphon for power amplifier cooling. *J. Phys. Conf. Ser.* – 2014. – 525:012007.
20. Poulad M.E, Fung A. Potential benefits from Thermosyphon-PCM (TP) integrated design for buildings. Applications in Toronto In. Proceedings of semi. The Canadian conf. on building simulation – 2012. – pp.601–614.
21. Zhang M., Lai Y., Zhang J., Sun Z. Numerical study on cooling characteristics of two phase closed thermosyphon embankment in permafrost regions. *Cold Reg. Sci. Technol.* – 2011. – V.65 – pp.203–10.
22. Tundee S., Srihajong N., Charmonkolpradit S. Electric power generation from solar pond using combination of thermosyphon and thermoelectric modules. *Energy Proc.* – 2014. – V.48 – pp.53–63.

23. Chotivisarut N., Nuntaphan A., Kiatsiriroat T. Seasonal cooling load reduction of building by thermosyphon heat pipe radiator in different climate areas. *Renew Energy* – 2012. – V.38 – pp.88–94.
24. Experimental study on the double–evaporator thermosiphon for cooling HTS (high temperature super–conductor) system / J. Lee, J. Ko, Y. Kim and other. *Cryogenics* – 2009. – V.49 – pp.390–7.
25. Byrne P., Miriel J., Lénat Y. Experimental study of an air–source heat pump for simultaneous heating and cooling–part 2: dynamic behavior and two phase thermosyphon defrosting technique. *Appl. Therm. Eng.* – 2011. – V.88 – pp.3072–8.
26. Abreu SL., Colle S. An experimental study of two phase closed thermosyphons for compact solar domestic hot–water systems. *Sol. Energy* – 2004. – V.76 – pp.14–15.
27. Akbarzadeh A., Wadowski T. Heat pipe–based cooling systems for photovoltaic cells under concentrated solar radiation. *Appl. Therm. Eng.* – 1995. – V.16 – No.1 – pp.8–17.
28. Пиоро Л.С., Пиоро И.Л. Двухфазные термосифоны и их применение в промышленности– К.: Наукова думка. – 1988. – 136с.
29. Noie S.H., Sarmastiemami M.R., Khoshnoodi M. Effect of inclination angle and filling ratio on thermal performance of a two phase closed thermosyphon under normal operating conditions. *Int. J. of Heat Transfer Engineering*. – 2010. – V.28. – Issue 4. – pp. 365–371.
30. Безродный М.К., Волков С.С., Мокляк В.Ф. Двухфазные термосифоны в промышленной теплотехнике –К: Выща шк. –1991. – 75 с.
31. Семена М.Г. Максимальная теплопередающая способность вертикальных двухфазных термосифонов. *ИФЖ*. – 1978, – т. 35. – № 3. – с. 397–403.
32. Безродный М.К., Алексеенко Д.В. Интенсивность теплообмена на участке кипения испарительных термосифонов. *Теплоэнергетика*. – 1977. – № 7. – с. 83–85.



33. Безродный М.К., Алексеенко Д.В. Исследование теплообмена при кипении жидкостей в замкнутых двухфазных термосифонах. *Изв. вузов. Энергетика*. – 1976. – № 12. – с. 96–101.
34. Смирнов Г.Ф., А.Д. Цой Теплообмен при парообразовании в капиллярах и капиллярно-пористых структурах – М.: Изд. МЭИ. – 1999. – 440 с.
35. Косой Б.В., Никитин Д.Н., Смирнов Г.Ф. Теплотехнический анализ и практические рекомендации по применению теплообменников с локальными и сетевыми испарительными микроканалами. *Пром. теплотехника*. – 2005. – т.27. – №.1. – с.41–49.
36. Alizadehdakhel M., Rahimi M., Alsairafi A. A. CFD modeling of flow and heat transfer in a thermosyphon. *Int. Communications in Heat and Mass Transfer* – 2010. – V.37 – pp. 312–318.
37. Kamyar A., Ong K.S., Saidur R. Effects of nanofluids on heat transfer characteristics of a two phase closed thermosyphon. *Int. J. of Heat and Mass Transfer* – 2013. – V. 65 – pp.610–618.
38. Ong K. S., Tong W. L. Inclination and fill ratio effects on water filled two phase closed thermosyphon. *10<sup>th</sup> IHPS* – 2011. – Taipei, Taiwan – pp. 6–9.
39. Jouhara H., Robinson A. J. Experimental investigation of small diameter two phase closed thermosyphons charged with water, FC–84, FC–77 and FC–3283. *Applied Thermal Engineering* – 2010. – V.30 – pp. 201–211.
40. Abreu S.L., Colle S. An experimental study of two phase closed thermosyphons for compact solar domestic hot-water systems. *Solar Energy* – 2004. – V.76 – pp.141–145.
41. Solomon A.B., Roshan R., Vincent W. Heat transfer performance of an anodized two phase closed thermosyphon with refrigerant as working fluid. *Int. J. of Heat and Mass Transfer* – 2015. – V.82 – pp. 521–529.
42. Vieira A.F., Cunha da., Mantelli M.B.H., Nuernberg G.V., Reis F Experimental study of mercury thermosyphons. *19th Int. Congress of Mechanical Engineering* Copyright – 2007. – Nov. 5–9 – Brasília, DF.

43. Shankar K. S., Kumar B.S, Nandhakumar A., Narendhar C. Thermal performance of anodised two phase closed thermosyphon (TPCT) using aluminium oxide ( $\text{Al}_2\text{O}_3$ ) as nanofluid. *Int. J. of Chem. Tech Research* CODEN (USA) – 2016. – V.9 – No.04 – pp 239–247.
44. Ong K.S., Lim C. Performance of water filled thermosyphons between 30 – 150°C. *Frontiers in Heat Pipes (FHP)*, – 2015. – V.6 –No.3.
45. Семена М.Г., Жук С.К. Исследование процессов гидродинамики фаз в бесфитильных тепловых трубах на воде. *Теплоэнергетика*. – 1976. – №3. – с.82–84.
46. Lin T.F., Lin W.T., Tsay Y.L. Experimental investigation of geyser boiling in an annual two phase closed thermosyphon. *Int. J. Heat Mass Transfer*. – 1995. – V. 38. – №2. – pp. 295–307.
47. Khazaee I., Hosseini R., Noie S.H. Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two phase closed thermosyphon. *Appl. Therm. Eng.* – 2010. – V.30. – Is. 5. – pp. 406–412.
48. Khazaee I., Hosseini R., Noie S.H. Experimental investigation of effective parameters and correlation of geyser boiling in a two phase closed thermosyphon. *Article in Appl. Therm. Eng.* – April 2010 – V.30 – No.5 – pp.406–412.
49. Григорьев В.А., Павлов Ю.М., Аметистов Е.В. Кипение криогенных жидкостей – М.: Энергия. – 1977. – 288с.
50. Толубинский В.И. Теплообмен при кипении – Киев: Наук. думка. – 1980. – 316 с.
51. Khazaee I. Experimental investigation and comparison of heat transfer coefficient of a two phase closed thermosyphon. *Int. J. of Energy and Environment* – 2014. – V. 5 – Issue 4 – pp.495–504.
52. Karthikeyan M., Vaidyanathan S., Sivaraman B. Heat transfer analysis of two phase closed thermosyphon using aqueous solution of n-butanol. *Int. J. of Engineering and Technology* – 2013. – V.3 – No.6 – June – pp.661 – 667.

53. Imura H., Kusada H., Oyata J. Heat transfer in two phase closed type thermosyphons. *Transactions of Japan Society of Mechanical Engineers.* – 1977. – vol.22. – pp. 485–493.
54. Shiraishi M., Kikuchi K., Yamanishi T. Investigation of heat transfer characteristics of a two phase closed thermosyphon. *Heat Recovery Systems.* – 1981. – vol.1. – pp. 287–294.
55. Семена М.Г., Киселев Ю.Ф. Исследование процессов теплообмена в зоне теплоподвода двухфазных термосифонов на фреонах – 11,113, 142, воде и этаноле. *ИФЖ.* – 1978. – том.35, – №2. – с. 211–217.
56. Семена М.Г., Киселев Ю.Ф. Исследование теплообмена в зоне теплоподвода двухфазных термосифонов при малых степенях заполнения. *ИФЖ.* – 1978. – том.35, – №4. – с.600–605.
57. Gandal Yo.S., Kale V.M. Comparative study of two phase closed thermosyphon with different fluids and fill volume ratio IOSR. *J. of Mechanical and Civil Engineering.* – 2014. – V. 11. – Iss. 6. – pp. 82–92.
58. Безродный М.К., Сахацкий А.А. Закономерности предельного теплопереноса в наклонных испарительных термосифонах. *Теплоэнергетика.* – 1977. – № 3. – с. 75–78.
59. Kusada H., Imura H. Boiling heat transfer in an open thermosyphon. *Bul. JSME* – 1973. – vol.101. – pp. 1734–1740.
60. Kannan M., Natarajan E. Thermal performance of a two phase closed thermosiphon for waste heat recovery system. *J. of Appl. Sciences.* – 2010. – V. 10 – No. 5 – pp.413–418.
61. Hong S.E., Kim C.J, Park Y.J., Kang H.K. An experimental study on the heat transfer characteristics of a FC-72 thermosyphon. *12<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conf.*, May 19–24, 2002, Moscow–Kostroma–Moscow. – pp. 308 – 314.
62. Кутателадзе С.С. Основы теории теплообмена – М.: Атомиздат. 1979. – 416с.

63. Srimuang S., Rittidech S., Bubphachot B. Heat transfer characteristics of a vertical flat thermosyphon (VFT). *J. of Mechanical Science and Technology* – 2009. – V.23 – pp. 2548–2554.
64. Emami M.R.S., Noie S.H., Khoshnoodi M. Effect of aspect ratio and filling ratio on thermal performance of an inclined two-phase closed thermosyphon. *Iranian Journal of Science & Technology, Transaction B, Engineering*, – 2008. – V.32 – No. B1 – pp 39–51.
65. Терехов В.И., Калинина С.В., Леманов В.В. Механизм теплопереноса в наножидкостях: современное состояние проблемы (обзор) Часть 1. Синтез и свойства наножидкостей. *Теплофизика и аэромеханика*, – 2010. – том 17 – № 1 – pp 1–15.
66. Рудяк В.Я. Особенности теплофизических характеристик наножидкостей. Новосибирский государственный архитектурно–строительный университет, – Россия, 630008, – 120 с.
67. Paramatthanuwat T., Boothaisong S., Rittidech S., Booddachan K. Heat transfer characteristics of a two phase closed thermosyphon using de ionized water mixed with silver nano. *Heat Mass Transfer* – 2010. – V. 46 – pp. 281–285.
68. Baojin Q., Hong X., Yan S. Heat transfer characteristics of titanium/water two phase closed thermosyphon. *Energy Conversion and Management* –2009. – V. 50 – pp. 2174–2179.
69. Кравец В.Ю., Фридрихсон Ю.В., Босая О.В. Кризис теплоотдачи при кипении жидкостей на микроповерхностях .– *ИФЖ*. – 1991. – т. 60. – № 2. – с. 266–270.
70. Mirshahi H., Rahimi M. Experimental study on the effect of heat loads, fill ratio and extra volume on performance of a partial–vacuumed thermosyphon. *Iranian J. of Chemical Engineering* – 2009. – V. 6 – No. 4 – pp. 15–26.
71. Mehta B., Khandekar S. Two phase closed thermosyphon with nanofluids. *14th Int Heat Pipe Conf.*, Florianópolis, Brazil – 2007. – April 22–27.

72. Mousa M. G. Thermal performance of thermosiphon charged by nanofluid for cooling electronic component. *Int. J. of Scientific & Engineering Research*. – 2011. – V.2 – Iss. 6. – pp. 2229–2238.
73. Pawar P.M., Deshmukh N.K. Experimental study of two phase closed thermosyphon charged with ethanol and  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanofluid. *Int.J. of Recent Scientific Research* – 2015. – June. – V.6 – Is.6 – pp.4905–4909.
74. Cieśliński J.T. Effect of nanofluid concentration on two phase thermosyphon heat exchanger performance. *Archives of Thermodynamics* – 2016. – V.37 – No.2 – pp. 23–40.
75. Шлихтинг Г. Теория пограничного слоя М.: Наука. – 1974, – 711с.
76. Кравец В.Ю. Теплообмен при кипении жидкостей на микроповерхностях в большом объеме применительно к охлаждению элементов радиоэлектронной аппаратуры: - автореф. дис. на соиск. научн. ст. канд. техн. наук: спец. 01.04.14 "Теплофизика" – Киев. – 1984. – 16с.
77. Гриффитс А. Уоллис Дж. Роль состояния поверхности при пузырьчатом кипении Вопросы физики кипения. – М.: Мир, – 1974. –99 с.
78. Исаченко В.П., Осипова В.А., Сукомел А.С. Теплопередача: Учебник для вузов, 4 изд. – М.: Энергоиздат, 1981. – 416 с.
79. Кравець В.Ю. Процеси теплообміну у мініатюрних випарно-конденсаційних системах охолодження/ Харків. ФОП Бровін О.В., 2018. 288с.
80. Hong S.E., Kim C.J., Park Y.J., Kang H.K. An experimental study on the heat transfer characteristics of a FC-72 thermosyphon. *12<sup>th</sup> Int. Heat Pipe Conf.*, May 19–24, 2002, Moscow-Kostroma- Moscow. – pp. 308 – 314.
81. Чи С. Тепловые трубы. Теория и практика. – М.: Машиностроение. – 1981. – 207с.
82. Дан П.Д., Рей Д.А. Тепловые трубы: пер. с англ.– М.: Энергия. – 1979. – 272 с.
83. Ивановский М.Н., Сорокин В.П., Ягодкин И.В. Физические основы тепловых труб М.: Атомиздат. – 1978. – 256 с.

84. Ганчев Б.Г. Охлаждение элементов ядерных реакторов стекающими плёнками Энергоатомиздат, 1987. – 192 с.
85. Васильев Л.Л. Теплообменники на тепловых трубах. Минск: Наука и техника, 1981. 143 с.
86. Dolganov Y. A., Epifanov A. A. Experimental Research of Internal Thermal Resistance in Two-phase Gravity Thermosyphons. *European Researcher*, 2013, Vol. (43), № 3-1. – pp. 539–542.
87. Технологические основы тепловых труб / М.Н. Ивановский, В.П. Сорокин, Б.А. Чулков, И.В. Ягодкин – М.: Атомиздат. 1980. – 160 с.
88. Лабунцов Д.А. Вопросы теплообмена при пузырьковом кипении жидкости. *Теплоэнергетика*. – 1972. – №9. – с.14– 19.
89. An experimental study on heat transport capability of a two phase thermosyphon charged with different working fluids / M. Kannan, R. Senthil, R. Baskaran and B. Deepanraj. – *American Journal of Applied Sciences*, 2014, Vol. 11, №4. – pp. 584–591.
90. Kim T., Chang W. J., Chang S. H. Flow boiling CHF enhancement using  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanofluid and an  $\text{Al}_2\text{O}_3$  nanoparticle deposited tube. *International Journal of Heat and Mass Transfer*. 2011. Vol. 54, № 9-10. – pp.2021-2025.
91. Bondarenko B. I., Moraru V. N., Kravets V. Yu., Behmard G. The Effect of Nano fluids on the Heat-Transfer Capacity of Miniature Thermosyphons for Electronics Cooling: *Technical Physics Letters*, 2019, Vol. 45, No. 3, pp. 298 – 302.

## ДОДАТОК А

### **Акт впровадження**

ЗАТВЕРДЖУЮ



Проректор

Національного технічного університету  
України - Київський політехнічний  
інститут імені Ігоря Сікорського

Ю.І. Якименко

2021 р.

## АКТ

Про використання в навчальному процесі кафедри атомних електричних станцій і інженерної теплофізики Теплоенергетичного факультету Національного технічного університету України «Київський політехнічний інститут імені Ігоря Сікорського» результатів дисертаційної роботи Бехмарда Голамрези «Теплопередаючі характеристики мініатюрних двофазних термосифонів стосовно охолодження елементів радіоелектронної апаратури»

Комісія у складі декана Теплоенергетичного факультету НТУУ «КПІ» д.т.н., проф. Письменного Є.М. (голова комісії) та викладачів кафедри АЕС і ІТФ к.т.н., доц. Коньшина В.І. і д.т.н., проф. Кравця В.Ю. розглянула стан використання матеріалів дисертаційної роботи Бехмарда Голамрези при підготовці фахівців за напрямком 144 «Теплоенергетика» та магістрантів за спеціалізацією «Теплофізика».

Комісія прийшла до висновку, що матеріали дисертаційної роботи Бехмарда Голамрези входять до складу:

- дисципліни «Основи наукових досліджень та планування експерименту», лекційне заняття на тему «Основні характеристики випарно-конденсаційних систем»;
- дисципліни «Теплогідравлічні процеси в енергетичних установках», лекційне заняття на тему «Механізм процесу теплообміну при пазирковому та плівковому кипінні»

Голова комісії д.т.н., проф.

Євгеній ПИСЬМЕННИЙ

Члени комісії к.т.н., доц.

Валерій КОНЬШИН

д.т.н., проф.

Володимир КРАВЕЦЬ



## ДОДАТОК Б

### **Список публікацій здобувача**

### Список публікацій здобувача

#### Бехмарда Голамреза за темою дисертації «Теплопередаючі характеристики мініатюрних двофазних термосифонів стосовно охолодження елементів радіоелектронної апаратури»

#### Публікації в яких представлені основні наукові результати дисертації:

1. Кравец В.Ю., Письменный Е.Н., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза Влияние режимных факторов на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов: *Збірник наук. праць СХУЯЕ та П, Севастополь* 2010. – Випуск 4(36) – с. 41 – 49. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

2. Кравец В.Ю., Чернобай В.А., Никитенко А.А., Бехмард Голамреза Исследование температуры начала кипения в закрытом двухфазном термосифоне: *Восточно-Европейский журнал передовых технологий*, 2011. – Вып. 2/8(50), с.40 – 44. Фахове видання, включено до категорії «А» Переліку наукових фахових видань України та до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

3. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза Влияние определяющих факторов на температурный режим двухфазных термосифонов: *Збірник наук. праць СХУЯЕ та П, Севастополь* 2012. – Вип. 3(43) – с. 28 – 32. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

4. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза, Салий Я.Н Влияние коэффициента заполнения на интенсивность теплоотдачи в зоне испарения двухфазного термосифона: *Вісник НТУ «ХПИ», Збірник наукових праць*, №16(989), 2013. с. 171 – 176. Фахове видання, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

5. Бондаренко Б.И., Морару В.Н., Кравец В. Ю., Бехмард Г. Влияние наножидкостей на теплопередающую способность миниатюрных

термосифонов для охлаждения: *Письма в ЖТФ*, 2019, том 45, вып. 6. с. 54 – 58. **Іноземне видання**, включено до міжнародних наукометричних баз Google Scholar, Index Copernicus та ін.

6. Bondarenko B. I., Moraru V. N., Kravets V. Yu., Behmard G. The Effect of Nano fluids on the Heat-Transfer Capacity of Miniature Thermosyphons for Electronics Cooling: *Technical Physics Letters*, 2019, Vol. 45, No. 3, pp. 298 – 302. **Фахове видання**, включено до міжнародних наукометричних баз **SCOPUS**, Google Scholar, Index Copernicus та ін.

### **Публікації які засвідчують апробацію матеріалів дисертації:**

7. Кравец В.Ю., Письменный Е.Н., Бехмард Голамреза Влияние длины зоны конденсации на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов: *Сб. трудов XI Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии*, Одесса, 24 – 28 мая, 2010, с. 31.

8. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза Пульсации температуры в двухфазных термосифонах: *Сб. трудов XI Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии*, Одесса, 24 – 28 мая, 2010, с. 30.

9. Бехмард Голамреза, Кравец В.Ю., Коньшин В.И. Температурный режим двухфазного термосифона: *Тези доповідей VII Міжн. наук.-практ. конф. «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики»*, Київ, 21 – 25 квітня 2009 р. с. 57.

10. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза Влияние коэффициента заполнения двухфазного термосифона на его теплопередающую способность: *Сб. трудов XII Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии*, Одесса, 23 – 27 мая, 2011, с. 230.

11. Бехмард Голамреза, Кравец В.Ю. Исследование пульсаций температуры в двухфазном термосифоне: *Тези доповідей X Міжн. наук. –*

*практ. конф. «Сучасні проблеми наукового забезпечення енергетики», Київ, 17 – 20 квітня 2012 р. с. 54.*

12. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза Влияние угла наклона на теплопередающие характеристики двухфазных термосифонов: *Сб. трудов XIII Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии*, Одесса, 4 – 8 июня, 2012, с.208.

13. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза Максимальные тепловые потоки миниатюрных термосифонов: *Сб. трудов XV Международной научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии*, Одесса, 26 – 30 мая, 2014, с. 18 – 19.

14. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Голамреза Теплопередающие характеристики миниатюрных двухфазных термосифонов: *Сб. трудов XVII Межд. научно-практической конф.: Современные информационные и электронные технологии*, Одесса, 23 – 27 мая, 2016, с. 166 – 167.

15. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Г. Гуров Д.И. Пульсации температуры в миниатюрных двухфазных термосифонах *Сб. тр. XX Межд. научно–практ. конф.: Совер. информационные и электронные технологии*, Одесса, 27 – 31 мая, 2019, с. 94 – 95.

16. Кравец В.Ю., Коньшин В.И., Бехмард Г. Гуров Д.И. Влияние режимных параметров на термическое сопротивление миниатюрных термосифонов *Сб. тр. XXI Межд. научно–практ. конф.: Совер. информационные и электронные технологии*, Одесса, 25 – 29мая, 2020, с. 79 – 80.